COMBUSTÍVEIS, COMBUSTÃO E MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Uma revisão sistêmica

Lucimar Venâncio Amaral
André Guimarães Ferreira

Editora Poisson

Lucimar Venâncio Amaral
André Guimarães Ferreira

Combustíveis, combustão e motores de combustão interna:

Uma revisão sistêmica

1ª Edição

Belo Horizonte
Editora Poisson
2024

Editor Chefe: Dr. Darly Fernando Andrade

Conselho Editorial
Dr. Antônio Artur de Souza – Universidade Federal de Minas Gerais
MSc. Davilson Eduardo Andrade
Dra. Elizângela de Jesus Oliveira – Universidade Federal do Amazonas
MSc. Fabiane dos Santos
Dr. José Eduardo Ferreira Lopes – Universidade Federal de Uberlândia
Dr. Otaviano Francisco Neves – Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais
Dr. Luiz Cláudio de Lima – Universidade FUMEC
Dr. Nelson Ferreira Filho – Faculdades Kennedy
MSc. Valdiney Alves de Oliveira – Universidade Federal de Uberlândia

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)

A485 AMARAL, Luciamar Venãncio

Combustíveis líquidos e combustão: uma revisão sistêmica/ Luciamar Venãncio Amaral, André Guimarães Ferreira – Belo Horizonte - MG: Editora Poisson, 2024

Formato: PDF
ISBN: 978-65-5866-354-6
DOI: 10.36229/978-65-5866-354-6

Modo de acesso: World Wide Web
Inclui bibliografia

1. Engenharia 2. Combustíveis. I. Amaral, Luciamar Venãncio II. FERREIRA, André Guimarães III. Título.

CDD-620

Sônia Márcia Soares de Moura – CRB 6/1896

O conteúdo deste livro está licenciado sob a Licença de Atribuição Creative Commons 4.0.
Com ela é permitido compartilhar o livro, devendo ser dado o devido crédito, não podendo ser utilizado para fins comerciais e nem ser alterada.

O conteúdo dos artigos e seus dados em sua forma, correção e confiabilidade são de responsabilidade exclusiva dos seus respectivos autores.

Esse e outros títulos podem ser baixados gratuitamente em www.poisson.com.br
Entre em contato pelo contato@poisson.com.br

Autores

Lucimar Venâncio Amaral:

Doutoranda em Engenharia Mecânica pela UFMG, na área de energia e sustentabilidade, qualificada em 08/2023. Mestre em Engenharia Mecânica pela UFMG (2019), na mesma área. Foi bolsista de projeto de pesquisa celebrado via convênio UFMG e Petrobrás S.A. Bacharel em Engenharia de Materiais (2012) pelo CEFET-MG. Licenciada em química (2019). Atuou na indústria de manufatura metálica. Desenvolveu pesquisas na área de desempenho de aços alto carbono mediante utilização óleos biodegradáveis. Atua como docente no Centro Universitário de Belo Horizonte (UniBH) e Instituto Federal de Minas Gerais (IFMG).

André Guimarães Ferreira

Possui graduação em Engenharia Mecânica pela Universidade Federal de Minas Gerais (1997), mestrado em Engenharia Mecânica pela Universidade Federal de Minas Gerais (2000) e doutorado em Engenharia Mecânica pela Universidade Federal de Minas Gerais (2004). Atualmente é professor Titular do Departamento de Engenharia de Materiais do Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais, atuando no curso técnico de Mecatrônica, na Graduação em Engenharia de Materiais, Pós-graduação Lato Sensu em Tubulações e Sistemas de Utilidades Industriais e no Mestrado em Engenharia Mecânica. Tem experiência na área de Engenharia Mecânica, com ênfase em Aproveitamento da Energia, atuando principalmente nos temas secadores solares, secagem solar, chaminé solar e simulação numérica.

SUMÁRIO

1. Introdução 07

1.1. Aspectos gerais 07

2. Revisão sistemática 09

2.1. Motores de combustão interna 09

2.1.1. Definição e história 09

2.1.2. Ciclo Otto ideal 11

2.1.3. Ciclo real para motores de ignição por centelha 13

2.1.4. Eficiência térmica teórica e indicado do motor de ciclo Otto 18

2.1.5. Eficiência de combustão 19

2.1.6. Eficiência global 20

2.1.7. Parâmetros geométricos de um motor de combustão interna 20

2.1.8. Torque e potência do motor 21

2.1.9. Trabalho indicado e trabalho de eixo 23

2.1.10. Eficiência mecânica 24

2.111. Pressão média efetiva 24

2.1.12. Consumo específico 25

2.1.13. Eficiência de conversão de combustível 26

2.1.14. Eficiência volumétrica 26

2.2. Sistemas de controle de formação da mistura ar-combustível 27

2.2.1. Formação da mistura ar-combustível 30

2.3. Gerenciamento eletrônico de um motor 32

2.4. Combustão 33

2.4.1. Variações cíclicas no processo de combustão 35

2.4.2. Combustão anormal 39

2.5. Gasolina brasileira 40

2.6. Ensaios dinamométricos 42

2.7. Estado da arte 43

3. Conclusões 52

Referências 53

Resumo: A gasolina é o combustível mais presente na matriz energética mundial. Segundo dados da Agência Nacional de Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis, a ANP, em 2040 será atingido o pico na demanda por petróleo (ODDONE, 2018). Sendo assim, há constante necessidade de se associar pesquisas que visem aumento de eficiência e redução de consumo desse combustível nos motores de ignição por centelha. As formulações dos combustíveis comerciais podem conter centenas de componentes, dentre eles, hidrocarbonetos e oxigenados, que influenciam de maneiras distintas o desempenho dos motores em que são utilizados.

Palavras-chave: Gasolina, combustíveis, injeção direta, motor de combustão interna de ignição por centelha.

CAPÍTULO

01 Introdução

1.1. ASPECTOS GERAIS

No cenário mundial atual, a demanda energética tem crescido cada vez mais. Segundo a Agência Internacional de Energia (*International Energy Agency – IEA*), no ano de 2050 serão atingidos os maiores índices de consumo energético do século (IEA, 2016).

A Agência Nacional de Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis – ANP publicou, ao final de 2017, um estudo intitulado "Oportunidades na produção e no abastecimento" em que mostra média de crescimento anual de 6,2% da frota nacional de automóveis e motocicletas, de 2007 a 2016, fato que comprova o aumento da demanda por combustíveis também no cenário nacional (ANP, 2017).

A evolução dos combustíveis e motores ao longo do tempo tem permitido que estes alcancem cada vez melhores desempenhos no que diz respeito a níveis de consumo, emissão de poluentes e transformação de energia gerada na combustão.

Desde a segunda guerra mundial, o petróleo predomina dentre as fontes energéticas disponíveis, e o uso de seus derivados disseminou-se entre o meio industrial e para o setor de transportes, tendo como impulso a implantação da indústria automobilística no mundo. Essa disseminação, junto com a descoberta de grandes reservas de óleo no Oriente Médio, fez com que o sistema energético baseado em carvão e lenha sofresse uma transição para outro, baseado no petróleo (TILLMANN, 2013).

A Organização dos Países Exportadores de Petróleo – OPEP (*Organization of the Petroleum Exporting Countries – OPEP*), formada por Irã, Iraque, Kuait, Arábia Saudita e Venezuela, criada na década de 60, assumiu o controle do mercado e consequentemente do valor do petróleo. A Arábia Saudita promoveu, em 1973, o embargo do petróleo e o preço do barril do petróleo subiu bruscamente.

Como consequência, o Brasil precisou recorrer a uma fonte energética alternativa, e o etanol anidro começou a ser implantado e utilizado pelo Programa Nacional do Álcool

- PROALCOOL, na década de 70. Criado pelo governo brasileiro, o programa incentivou a substituição dos derivados de petróleo pelo etanol nos veículos automotivos, investindo na produção do etanol e sua comercialização acessível. (OHASHI, 2008).

O Proálcool perdeu predominância no Brasil a partir de 1986 em razão da queda do preço do Petróleo no mercado internacional e aumento do preço do açúcar. Em 1989, houve falta de etanol nos postos. Com isso, chegou ao fim o Proálcool, e em 1990 iniciou-se o declínio da comercialização de veículos movidos exclusivamente a etanol em território brasileiro. (OHASHI, 2008).

Em 1993 o então presidente Itamar Franco sanciona a Lei de número 8.723, de 28 de outubro do referido ano. Tal lei fazia parte da Política Nacional de Meio Ambiente e estabelecia que deveriam ser adicionados vinte e dois por cento de etanol à gasolina em todo território nacional. O principal objetivo é reduzir a emissão de óxidos poluentes e hidrocarbonetos por parte dos veículos. (BRASIL, 1993).

Desde então, o percentual de adição de etanol à gasolina tem sido ajustado, e atualmente devem ser adicionados vinte e sete por cento de etanol à gasolina comum, classificada como gasolina “C”, e vinte e cinco por cento à gasolina classificada como *Premium*. (BRASIL, 2015)

O etanol hidratado ainda é comercializado no País como combustível, e tem fração volumétrica de 94% de etanol e 6% de água. É produzido a partir da cana de açúcar, que é facilmente cultivada no Brasil, de clima predominante tropical (ANP,2011).

Atualmente, gasolina e diesel predominam como principais combustíveis para o abastecimento de automóveis e veículos pesados, mesmo com a vinda dos motores tipo *flexfuel*, no ano de 2003. Sendo assim, diversas estratégias para otimização do funcionamento do motor são utilizadas como ferramentas para a maximização da eficiência global e redução da emissão de gases poluentes.

Uma dessas estratégias é utilizar a adição de álcoois (metanol – não permitido no Brasil, e etanol – permitido no Brasil) e éteres para garantir maiores taxas de compressão ao motor e maior potência desenvolvida durante a queima (HEYWOOD, 1988). Além disso, os oxigenados funcionam como anti-detonantes, já que têm maior octanagem, resistem a maiores pressões e previnem uma combustão espontânea, chamada *knocking* ou detonação, que pode ser danosa ao motor.

CAPÍTULO

02 Revisão sistemática

2.1. MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

2.1.1. DEFINIÇÃO E HISTÓRIA

O objetivo de um motor de combustão interna de ignição por centelha a quatro tempos é a geração de potência mecânica a partir da energia química contida no combustível. Essa energia é liberada pela combustão ou oxidação do combustível dentro do motor, (HEYWOOD, 1988).

O primeiro motor de combustão interna foi concebido em 1862 por Beau de Rochas, que projetou condições necessárias para operacionalizar um motor de quatro tempos com ignição por centelha. Entretanto, nos dez anos seguintes, não foi construído um protótipo para sua ideia (HEYWOOD, 1988).

Em 1872, Nicolaus A. Otto e Eugen Langen criaram um motor que utilizava a força desenvolvida pelo pistão no movimento de expansão dos gases para auxiliar o pistão no movimento de admissão. Era um precursor do sistema de eixo de manivela com um volante de inércia. Esse motor mostrou eficiência máxima próxima dos 11% (HEYWOOD, 1988).

Em 1876, Otto adaptou um motor mais leve que operava com ciclo de quatro tempos (admissão, compressão, expansão e exaustão). Esse motor apresentou eficiência máxima de 14 % (HEYWOOD, 1988).

Posteriormente, em 1886, Karl Benz desenvolveu, na Alemanha, um motor que funcionava a dois tempos. Na Inglaterra, em 1882, James Atkinson projetou um motor de alta eficiência, porém com baixa durabilidade (FERGUSON, 2015).

Em 1892, o engenheiro alemão Rudolf Diesel patenteou um novo motor a combustão interna que utilizava um sistema de injeção direta de diesel na câmara de

combustão. Este motor usava altas razões de compressão, gerando autoignição e combustão da mistura ar-combustível, com aproximadamente o dobro da eficiência dos motores desenvolvidos até então. (FERGUSON, 2015).

Após Diesel, o alemão Felix Wankel projetou um motor rotativo, que utilizava rotores com formato semelhante ao de um triângulo em vez dos pistões dos motores alternativos convencionais. Esse motor foi testado pela primeira vez com sucesso no ano de 1957 (HEYWOOD, 1988).

Em 1950 iniciou-se o desenvolvimento de sistemas mecânicos de injeção Diesel de combustível. Já em 1954 foi lançado o veículo esportivo de modelo "300 SL", da Mercedez Benz. Esse veículo tinha ume sistema de injeção Bosch, em que o combustível era injetado a alta pressão diretamente na câmara de combustão (BOSCH, 2001).

Em 1957 a *General Motors* desenvolveu a apresentou um sistema de injeção indireta de fluxo contínuo. Nesse sistema, as válvulas injetoras direcionavam o jato de combustível em direção às válvulas de admissão de cada cilindro, e a massa de combustível injetado era ajustada em acordo com o regime de operação do motor.

Nesse mesmo ano, a *Bendix* lançou o primeiro sistema eletrônico analógico de injeção de combustível, formado pela combinação de um modulador eletrônico e um comutador. O modulador gerava um pulso de comando que acionava a válvula injetora via comutador, para que se fornecesse a quantidade adequada de combustível (MILHOR, 2002).

Logo em seguida, a *Bosch* apresentou ao mercado um sistema mecânico de injeção em que a quantidade de combustível que a bomba injetora fornecia para as válvulas injetoras era definida através da condição de operação do motor.

O controle da emissão de gases de exaustão se iniciou nos Estados Unidos no ano de 1966, o que levou a indústria automotiva a investir em sistemas de controle eletrônico. Além disso, em 1973 a crise do petróleo fez com que o governo americano criasse regulamentações que levassem a economia de combustível. Essas regras eram baseadas na média de consumo dos veículos produzidos por cada montadora (RIBBENS, 1998).

Em 1979 a *Bosch* lança a chamada "*Motronic*", sistema de gerenciamento digital do motor, que fazia a integração dos controladores de injeção e ignição em um único módulo. A partir desse fato iniciou-se lentamente o uso de sistemas em que um único módulo

chamado “UCE” (Unidade de Controle Eletrônico) concentra ao mesmo tempos as funções de controle de injeção e ignição.

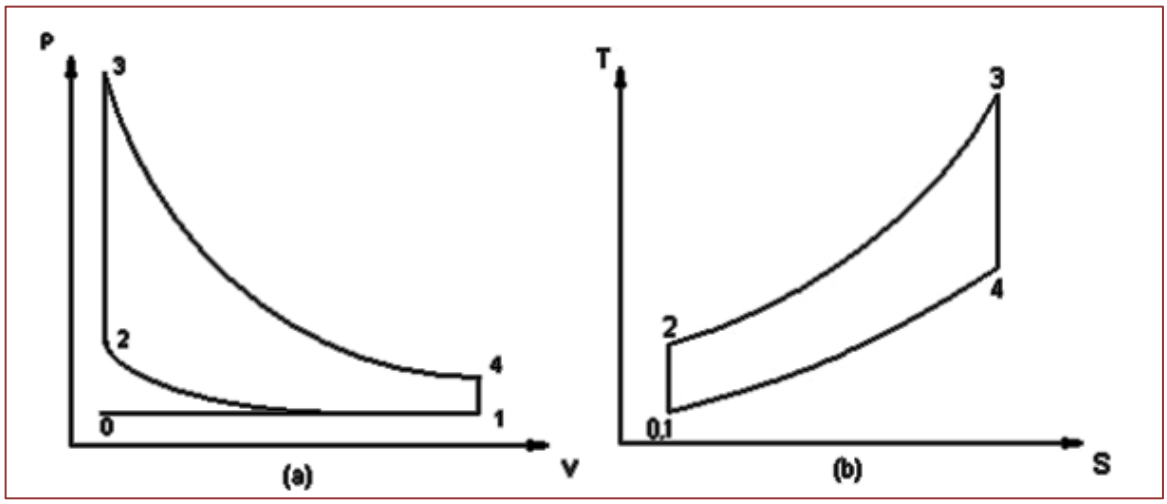
Paralelamente, o controle de exaustão de gases poluentes se tornou ainda mais rigoroso no mundo todo, junto do constante aumento da comercialização de veículos automotores. Com essas duas diretrizes, começaram a aparecer evoluções dos projetos de motores, caracterizadas pela aplicação de tecnologias como a injeção direta de combustíveis (do inglês, *Direct Injection - DI*), turbocompressores, comandos de válvulas continuamente variáveis (do inglês, *Continuosly Variable Valve Timing - CVVT*), os recirculadores de gases de escape interno ou externo (do inglês, *Internal - External Exhaust Gas Recirculation – I-EGR / E-EGR*), sistemas de razão de compressão variável (do inglês, *Variable Compression Ratio – VCR*), e outros.

A combinação dessas tecnologias com o conceito *downsizing* (motores de pequeno volume deslocado, compactos e sobrealimentados que geram a mesma ou ainda maior potência quando comparados a motores de maior volume deslocado) tem mostrado redução no consumo de combustível e nas emissões de gases poluentes, bem como proporcionado boa dirigibilidade, (BONATESTA *et al.*, 2016).

2.1.2. CICLO OTTO IDEAL

Os motores de ignição a centelha têm como ciclo termodinâmico básico o ciclo Otto. Este ciclo é caracterizado principalmente pela combustão a volume constante e consiste em seis fases distintas. A análise do ciclo ideal é feita considerando-se que somente o ar, comportando-se como gás ideal, é admitido dentro do cilindro. A Figura 1 mostra o diagrama de pressão por volume, PV, e da temperatura pela entropia, TS, bem como as fases do ciclo Otto composto por dois processos isovolumétricos e dois processos isentrópicos.

Figura 1 – a) Diagrama PV e b) Diagrama TS para ciclo Otto Ideal



Fonte: HEYWOOD (1988)

As fases do ciclo Otto são classificadas como (HEYWOOD, 1988):

0 → 1– Admissão do ar em processo adiabático: O fluido entra no cilindro à pressão constante.

$$Q_{0\to1} = 0 \tag{1}$$

$$w_{0\to1} = P_0(v_1 - v_0) \tag{2}$$

1 → 2 – Compressão isentrópica: O fluido no interior do cilindro sofre compressão quando o pistão desloca do ponto 1 para o ponto 2.

$$Q_{1\to2} = 0 \tag{3}$$

$$w_{1\to2} = c_v(T_2 - T_1) \tag{4}$$

2 → 3 – Calor é introduzido a volume constante: A energia é transferida ao fluido a volume constante.

$$Q_{2\to3} = Q_e = c_v(T_3 - T_2) \tag{5}$$

$$w_{2\to3} = 0 \tag{6}$$

3 → 4 – Expansão isentrópica: O fluido no interior do cilindro se expande quando o pistão se desloca do ponto 3 para o ponto 4, produzindo trabalho útil.

$$Q_{3\to4} = 0 \tag{7}$$

$$w_{3\to4} = c_v(T_3 - T_4) \tag{8}$$

4 → 1 – Rejeição de calor a volume constante: A energia sai do fluido a volume constante.

$$Q_{4\to1} = Q_s = c_v(T_1 - T_4) \tag{9}$$

$$w_{4\to1} = 0 \tag{10}$$

1 → 0 – Descarga de ar a pressão constante: O fluido sai do cilindro a pressão constante em um processo adiabático.

$$Q_{1\to0} = 0 \tag{11}$$

$$w_{1\to0} = P_0(v_0 - v_1) \tag{12}$$

No ciclo ideal, o trabalho realizado para a introdução e retirada do fluido de trabalho (também denominado trabalho de bombeamento) é nulo. Desta forma:

$$w_{0\to1} + w_{1\to0} = P_0(v_1 - v_0) + P_0(v_0 - v_1) = 0 \tag{13}$$

2.1.3. CICLO REAL PARA MOTORES DE IGNIÇÃO POR CENTELHA

O funcionamento de um motor do ciclo Otto de 4 tempos é representado na Figura 2, e há um movimento sincronizado entre pistões e válvulas na câmara de combustão. Os tempos são:

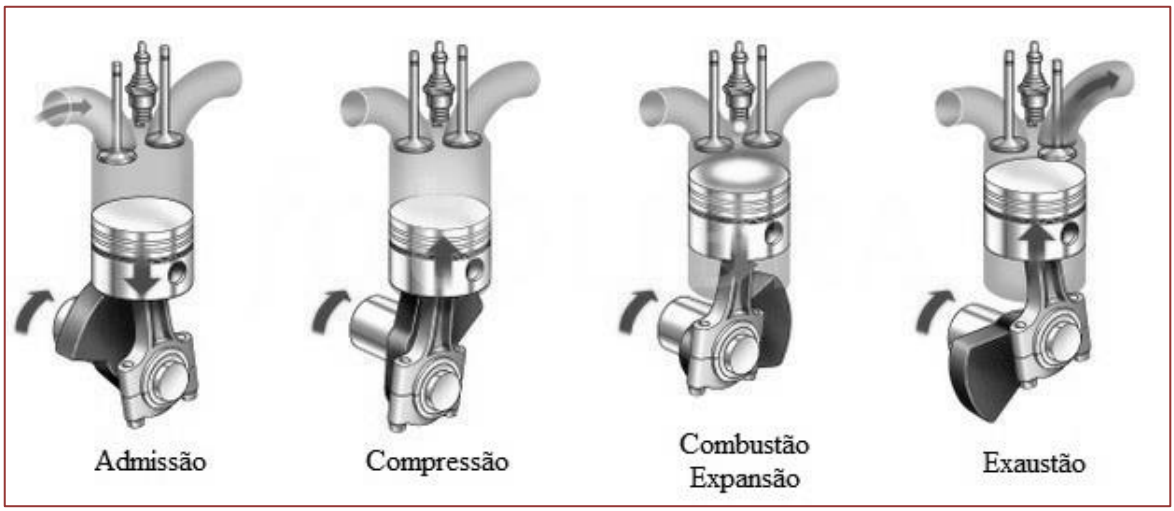
(a) Admissão;

(b) Compressão;

(c) Combustão e expansão;

(d) Exaustão.

Figura 2 – Ciclo de operação de um motor 4 tempos



Fonte: Adaptado de JOHANSSON (2006)

(a) Admissão: Este é o primeiro tempo, em que o pistão se desloca do ponto morto superior (PMS) até o ponto morto inferior (PMI). A válvula de admissão está aberta e a válvula de escape fechada. O movimento do pistão ocasiona o aumento do volume interno do cilindro, que promove uma diferença de pressão e permite a entrada da mistura ar-combustível, dosado pelos eletroinjetores. A formação de mistura pode ocorrer via injeção direta ou indireta de combustível.

(b) Compressão: O segundo tempo se inicia quando o pistão atinge o PMI. A válvula de admissão se fecha alguns graus após atingir o PMI (AYALA *et al.*, 2006), e o pistão inicia um movimento ascendente em direção ao PMS, comprimindo a mistura e aumentando a pressão e temperatura no interior do cilindro. É importante citar que há um valor máximo da pressão no cilindro caso haja falta de ignição, correspondendo ao PMS termodinâmico, (do inglês, *Motoring*).

(c) Combustão: Alguns graus antes do PMS, a vela de ignição dispara uma centelha elétrica e a combustão se inicia. Há aumento de pressão no cilindro, o pistão é "empurrado" e inicia-se um movimento descendente. Os gases gerados na combustão se expandem, o pistão atinge o PMI e este tempo finda. Destaca-se que metade da combustão já ocorreu a

aproximadamente 10 graus depois do ponto morto superior (DPMS), e chega ao fim a aproximadamente 30/40 graus DPMS. (HEYWOOD, 1988).

(d) Exaustão: A válvula de exaustão se abre e os gases saem do cilindro devido ao movimento ascendente do pistão. O pistão retorna ao PMS, a válvula de exaustão se fecha, a de admissão se abre e um novo ciclo se inicia.

Na Figura 3 é apresentado um diagrama PV para o ciclo Otto teórico, em um motor aspirado, e um ciclo real. (GIACOSA, 1988). No ciclo teórico não há perdas de calor, mas no ciclo real há trocas de calor com as paredes do cilindro, que gera uma perda de trabalho útil, conforme observado na região A. Neste caso, é possível observar que a combustão não ocorre a volume constante, fato evidente pela alteração da curva de pressão do motor. As perdas que ocorrem no ciclo real, em relação ao ciclo ideal, estão mostradas pela região B do diagrama.

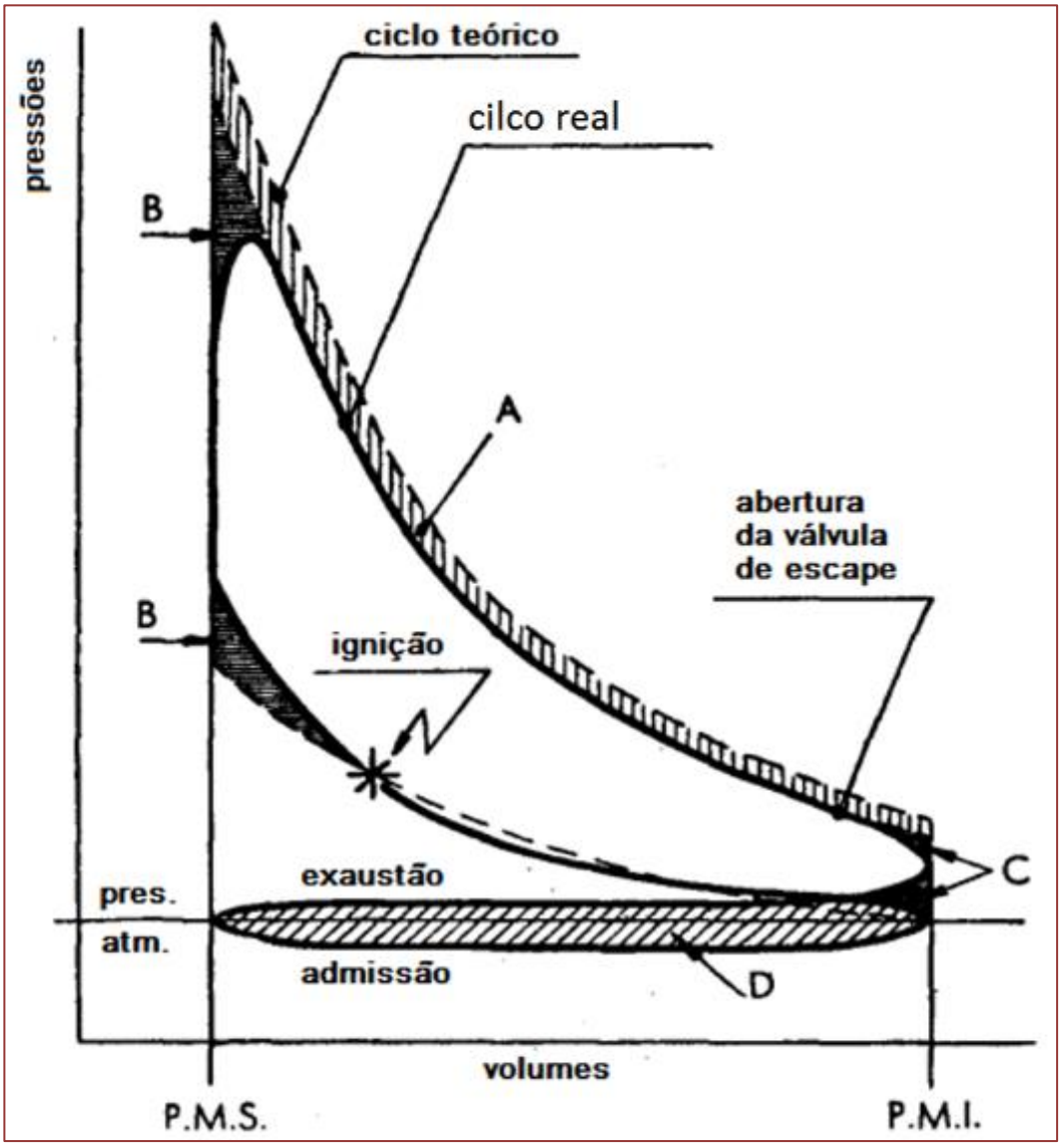
Outra importante característica é que o ciclo ideal caracteriza o processo ocorrendo entre o PMI e PMS, fato que não ocorre de acordo com o diagrama do ciclo real. A abertura da válvula de admissão não ocorre exatamente no momento que o pistão deixa o PMS, mas estrategicamente em ângulos que melhorem a admissão da mistura no cilindro.

O fechamento da válvula de admissão também ocorre após o início da fase de compressão, e a mistura continua a ser admitida através da inércia do fluido até que se alcance o equilíbrio entre a pressão interna do cilindro e a pressão atmosférica. Só assim a válvula de admissão fecha.

A região C evidencia as perdas ocorridas devido ao chamado "*blowdown*", em que a válvula de exaustão abre durante o curso de expansão, e os gases que estão a uma pressão superior à pressão atmosférica são expulsos.

A região D indica as perdas por bombeamento, já que os processos de admissão e exaustão não ocorrem à mesma pressão no ciclo real. Observa-se que essas perdas são maiores que as perdas da região C, que contém o *blowdown*. (BAÊTA, 2006).

Figura 3 – Comparação entre o ciclo real e ciclo ideal de um motor de combustão a ignição por centelha (MCI)



Fonte: Adaptado de GIACOSA (1988)

A partir do ciclo real de um motor de combustão interna é possível calcular o trabalho indicado, o trabalho de bombeamento e as pressões médias efetivas.

O Trabalho Indicado Bruto (do inglês, *Gross Indicated Work*) é gerado pelo pistão, levando-se em consideração somente os tempos de compressão e expansão. Já o trabalho produzido pelo motor considerando todo o ciclo é chamado de Trabalho Indicado Líquido (do inglês, *Net Indicated Work*), (HEYWOOD, 1988). Os parâmetros indicados, (do inglês, *Indicated*), relatam os fenômenos medidos no interior do cilindro do motor. Os parâmetros obtidos diretamente no eixo virabrequim do motor são denominados parâmetros de eixo.

O trabalho de bombeamento é o trabalho do ciclo somente nos tempos de admissão e exaustão.

A pressão média efetiva indicada (*IMEP – Indicated Mean Effective Pressure*) é definida como a pressão média hipotética no cilindro que, durante o tempo de expansão, produziria o mesmo trabalho indicado (HEYWOOD, 1988).

O *IMEP* pode ainda ser definido como $IMEP_{gross}$ e $IMEP_{net}$. O primeiro é definido como a pressão média no cilindro, sem levar em consideração as perdas geradas pelo bombeamento, enquanto o segundo retrata a pressão já levando em consideração as perdas por bombeamento. A diferença entre esses dois parâmetros gera a pressão média efetiva de bombeamento (*PMEP – Pumping Mean Effective Pressure*) que é definida como a pressão média no cilindro que, durante o tempo de expansão, produz o trabalho equivalente aos tempos de admissão e exaustão. (HEYWOOD, 1988).

Como pressão média efetiva também há a chamada pressão média efetiva de eixo (*BMEP – Brake Mean Effective Pressure*) como sendo a pressão média hipotética nos cilindros que durante o tempo de expansão produz o trabalho equivalente ao trabalho de eixo do motor.

Já a pressão média efetiva de atrito (*FMEP – Friction Mean Effective Pressure*) é definida como sendo a pressão média nos cilindros que, durante o tempo de expansão produz o trabalho equivalente ao trabalho de atrito do motor. A FMEP é calculada através da diferença entre a pressão média efetiva indicada e a pressão média efetiva de eixo.

2.1.4. EFICIÊNCIA TÉRMICA TEÓRICA E INDICADO DO MOTOR DE CICLO OTTO

O ciclo Otto ideal foi representado na Figura 1 e a Equação 14 apresenta a eficiência térmica que pode ser calculada pela razão volumétrica de compressão, r_c, definida como a razão entre os volumes do motor quando o pistão está no PMI e no PMS, e expoente politrópico, γ. Esse expoente é dado pela razão dos calores específicos (C_p/C_v) a pressão e volume constantes (BAÊTA, 2006).

$$\eta_t = \left[1 - \frac{1}{r_c{}^{\gamma-1}}\right]_{ideal} \tag{14}$$

O aumento da razão volumétrica de compressão e também da razão entre os calores específicos, resulta no aumento da eficiência térmica do motor (GIACOSA, 1988). A Figura 4 mostra a influência da razão volumétrica de compressão e da razão de calores específicos (γ) na eficiência térmica teórica.

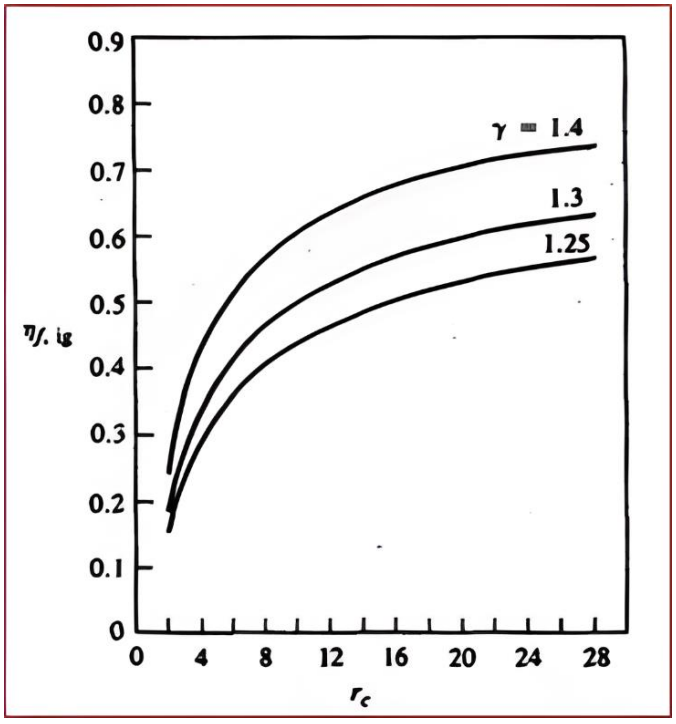
O cálculo da eficiência acima demonstrada é feito com várias simplificações, e espera-se que essa esta seja maior que a eficiência real.

É possível obter a partir do eixo do motor a eficiência indicada, $\eta_{ti,}$ que é dada pela Equação 15 abaixo mostrada:

$$\eta_{ti} = \left[\frac{wi}{mf.PCI}\right] \tag{15}$$

Em que wi representa o trabalho indicado, mf representa a vazão mássica de combustível e “PCI” o Poder Calorífico Inferior.

Figura 4 – Influência de r_c e γ na eficiência térmica teórica



Fonte: HEYWOOD (1988)

2.1.5. EFICIÊNCIA DE COMBUSTÃO

O tempo em que ocorre o processo de combustão em um motor é muito pequeno. Sendo assim, não há condições para que a totalidade de moléculas de combustível colidam com moléculas de oxigênio disponíveis no processo.

A eficiência de combustão (η_c) é uma relação que permite calcular a fração de combustível que de fato é queimada, e pode ser definida como a razão entre a energia liberada ao final do processo, e a energia total que é fornecida ao motor, conforme Equação 16.

$$n_c = \frac{H_R - H_P}{m_{comb} \times PCI} \tag{16}$$

em que H_R é a entalpia dos reagentes [kJ], H_p é a entalpia dos produtos [kJ], PCI é o poder calorífico inferior do combustível [kJ/kg] e m_{comb} é a massa de combustível [kg] consumida por ciclo.

2.1.6. EFICIÊNCIA GLOBAL

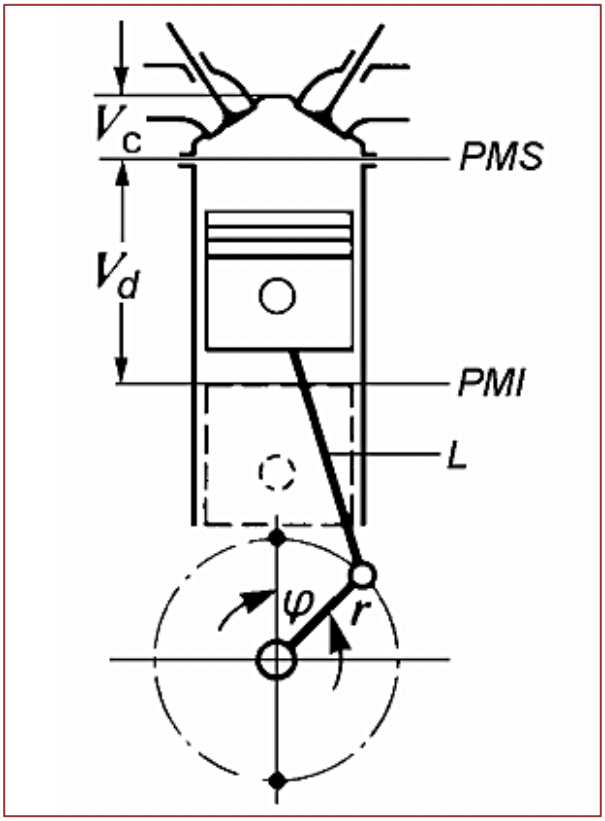
A eficiência global (η_g) também é conhecida como "rendimento térmico efetivo" e é dado pela relação matemática entre a potência de eixo (P), massa de combustível (m_{comb}) e Poder Calorífico Inferior (PCI), conforme Equação 17.

$$n_g = \frac{P}{m_{comb} \times PCI} \tag{17}$$

2.1.7. PARÂMETROS GEOMÉTRICOS DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA

Os parâmetros geométricos de um motor são essenciais para o aprimoramento do projeto, do desempenho na faixa de operação, dos custos iniciais do motor, de sua instalação, da durabilidade, confiabilidade e dos custos de operação, (BAÊTA, 2006). A Figura 5 ilustra as principais dimensões geométricas do motor para a determinação das características mais importantes do mesmo.

Figura 5 – Sistema biela-manivela do motor



Fonte: Adaptado de ADLER *et al*. (1993)

As linhas tracejadas limitam o movimento do pistão, do PMI (Ponto Morto Inferior) ao PMS (Ponto Morto Superior). A distância que o pistão consegue percorrer neste intervalo é chamada“curso do pistão” (L). O volume que o pistão desloca entre esses dois pontos é chamado “volume deslocado” (V_d)

O processo de combustão se inicia no volume acima da superfície do pistão, quando este atinge o PMS, e esse volume recebe o nome de volume da câmara de combustão (*Vc).*

Relações geométricas importantes também podem ser obtidas através da Figura 5. São elas: Razão volumétrica de compressão (rc), dada pela razão entre os volumes quando o pistão se encontra no PMI e no PMS, relação entre diâmetro e curso do pistão (R_{BL}), e razão e entre comprimento da biela e raio da manivela (R_{la}). (HEYWOOD, 1988).

2.1.8. TORQUE E POTÊNCIA DO MOTOR

O torque é um parâmetro que indica a capacidade do motor em realizar trabalho, e potência indica a que taxa que trabalho é realizado (PULKRABEK, 2004). O torque (T) governa a rotação de um corpo, e é calculado pelo produto da força (F) pela distância (d) entre o ponto em que foi aplicada a força e o eixo de rotação do corpo. A unidade para esta grandeza é Newton vezes metro ($N.m$). O cálculo se dá pela Equação 18 (PULKRABEK, 2004).

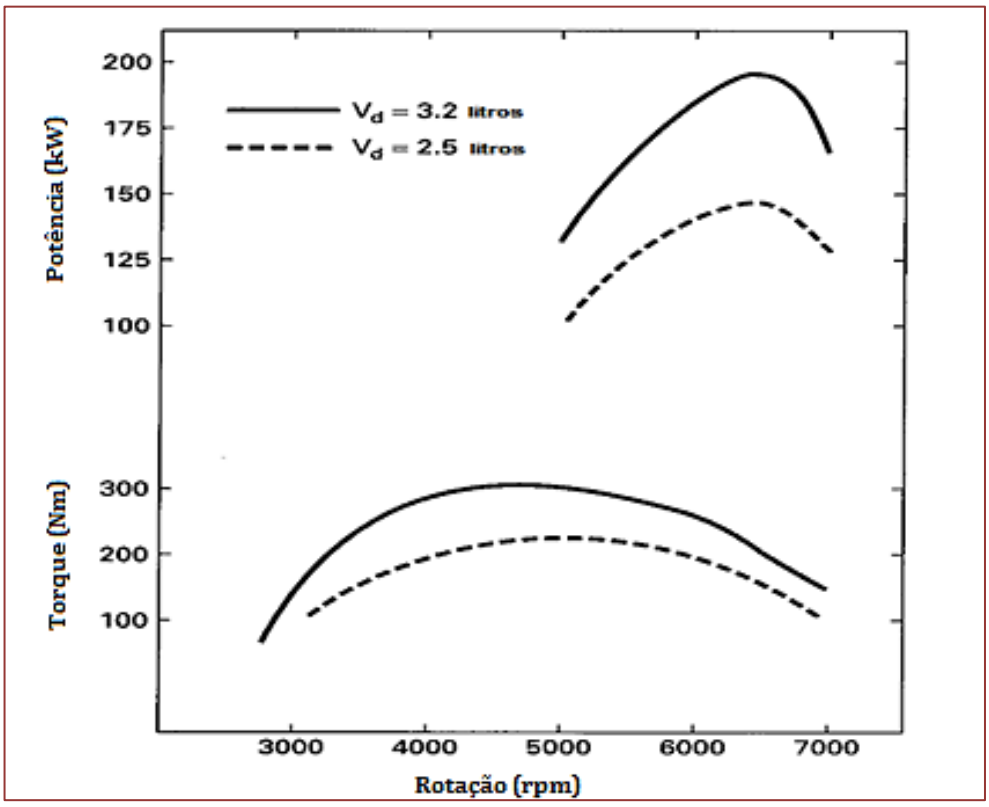
$$T = F\ x\ d \tag{18}$$

Já a potência (P), em [W], é dada pelo produto do torque (T), em [N.m], e rotação do motor (N), em [rpm]. A Equação 19 mostra o cálculo desse parâmetro (PULKRABEK, 2004).

$$P = T.2.\pi.N \tag{19}$$

A Figura 6 mostra exemplos de curvas de torque e potência para motores de movimento alternativo em função da rotação.

Figura 6 – Curvas de potência e torque em função de rotação para motor alternativo operando a plena carga



Fonte: Adaptado de PULKRABEK (2004)

Após atingir rotação de 5000 rpm, torque e eficiência volumétrica diminuem em virtude da ocorrência de perda mecânica com o quadrado da velocidade angular do eixo, logo, as perdas por atrito aumentam muito (PULKRABEK, 2004)

É possível observar também que a potência de eixo aumenta com o aumento da rotação do motor até chegar a um dado valor máximo, ponto em que começa a decrescer. Esse decréscimo ocorre em função das perdas por fricção, que se tornam um fator dominante para o motor a altas rotações. (PULKRABEK, 2004)

2.1.9. TRABALHO INDICADO E TRABALHO DE EIXO

O trabalho gerado pelo pistão, levando em consideração os ciclos de compressão e expansão, é denominado Trabalho Indicado Bruto (do inglês, *Gross Indicated Work*). Já o trabalho produzido pelo motor considerando todo o ciclo é chamado de Trabalho Indicado Líquido (do inglês, *Net Indicated Work*). Os parâmetros indicados, (do inglês, *Indicated*), sempre se referem aos fenômenos medidos no interior do cilindro do motor. Os parâmetros obtidos diretamente no eixo virabrequim do motor são denominados parâmetros de eixo. A diferença entre os trabalhos bruto e líquido é o chamado Trabalho de Bombeamento - W_p (do inglês, *Pumping Work*) (HEYWOOD, 1988).

Desenvolvimento de trabalho é o objetivo de qualquer motor de combustão (PULKRABEK, 2004).

De acordo com a Equação 20, o trabalho (W) resulta da força (F) exercida sobre a superfície superior do pistão (Ap), que se desloca por uma distância (x), em razão da pressão (P) dos gases que são produtos da combustão (PULKRABEK, 2004).

$$W = \int F dx = \int P A_p dx \tag{20}$$

A área do pistão, multiplicada pela distância percorrida pelo mesmo, é equivalente ao volume (V) deslocado pelo pistão. Para os motores de combustão interna, realiza-se a análise pela massa de gás (m) dentro do cilindro. O volume (V) é substituído pelo volume específico (v), e o trabalho (W) pelo trabalho específico (w), chegando-se a Equação 21 (PULKRABEK, 2004).

$$w = \int P dv \tag{21}$$

em que *"P"* representa a pressão dentro da câmara de combustão, e o trabalho calculado pela Equação 21 é referente ao trabalho transferido dos gases da combustão ao pistão e será denominado, neste texto, de "trabalho indicado". O trabalho entregue ao eixo do motor é menor que o trabalho indicado, uma vez que ocorrem perdas por fricção (W_p) decorrentes do movimento das partes mecânicas do motor.

Sempre que forem citados parâmetros do tipo “indicado” e de “eixo”, terão o mesmo sentido colocado acima, ou seja, “indicado” refere-se ao interior do cilindro, e “de eixo” é o valor real disponibilizado pelo motor. (HEYWOOD, 1988).

2.1.10. EFICIÊNCIA MECÂNICA

A eficiência mecânica (η_m) é dada pela razão entre o trabalho de eixo (w_b) e o trabalho indicado (w_i). A Equação 22 indica essa razão. A eficiência mecânica para motores de ignição por centelha se encontra na faixa de 75 a 95% (PULKRABEK, 2004).

$$\eta_m = \frac{w_b}{w_i} \tag{22}$$

2.1.11. PRESSÃO MÉDIA EFETIVA

A Pressão média efetiva é o melhor parâmetro para comparação de desempenho de motores, sendo obtida através da divisão do valor de trabalho por ciclo (Wc) pelo volume deslocado por ciclo (Vd), conforme Equação 23. A Pressão Média Efetiva (PME) possui unidade de força por área.

$$PME = \frac{W_c}{V_d} \tag{23}$$

A PME é a pressão média que deveria, em tese, ser exercida sobre o pistão durante o tempo de expansão, a fim de que se gerasse o trabalho equivalente. É denominada para dados indicados como “IMEP”, do inglês *Indicated Mean Effective Pressure* (FERGUSON, 2015).

Através da substituição da Equação 19 na Equação 23, é possível relacionar a pressão medida efetiva com a potência do motor, obtendo-se a Equação 24, em que n_R refere-se ao número de revoluções do eixo por ciclo(FERGUSON, 2015).

$$PME = \frac{\dot{W}\, n_R}{V_d N} \tag{24}$$

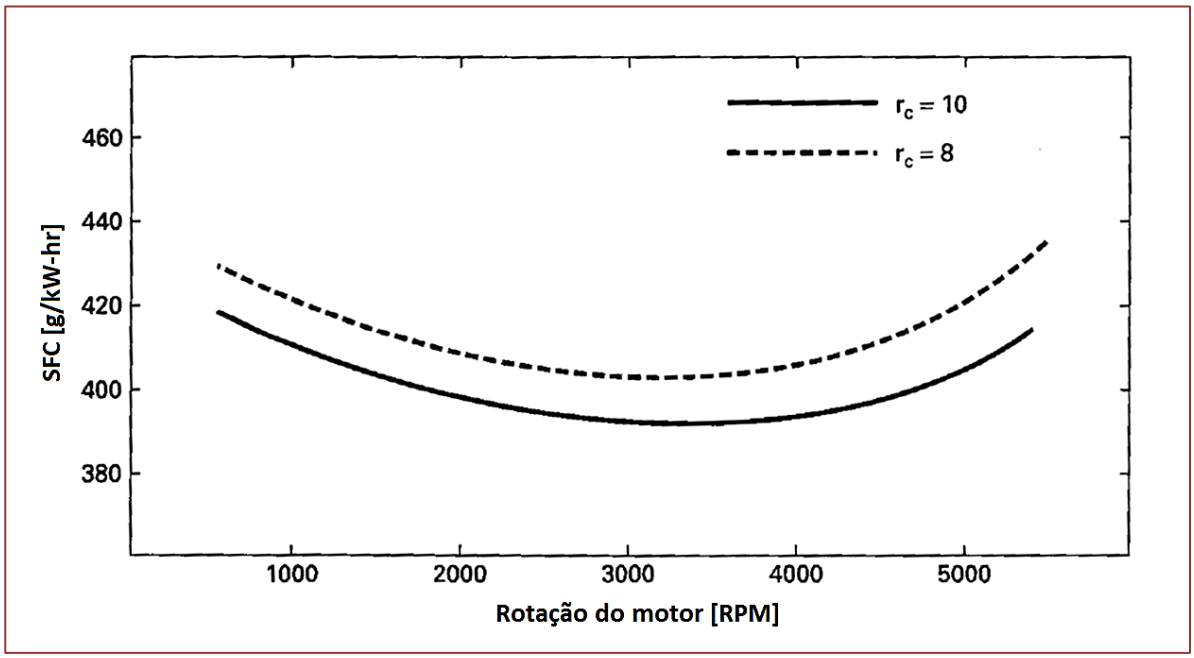
2.1.12. CONSUMO ESPECÍFICO

O consumo específico de combustível, denominado "SFC" (do inglês, *Specific Fuel Consumption*) mede o quão eficiente é um motor ao usar combustível para produzir trabalho. O cálculo dessa variável pode ser feito através da razão entre vazão mássica de combustível ($\dot{m}_{comb}$) e potência do motor ($\dot{W}$), conforme Equação 25. (HEYWOOD, 1988).

$$SFC = \frac{\dot{m}_{comb}}{\dot{W}} \tag{25}$$

Para uma dada pressão de admissão, o SFC diminui com o aumento da rotação do motor, até um ponto mínimo no qual o comportamento se inverte e o consumo específico passa a aumentar com o aumento da rotação do motor, devido ao aumento de perdas por atrito. A rotações muito baixas, o grande espaço de tempo entre os ciclos aumenta as perdas de calor e consequentemente o SFC sofre aumento. (PULKRABEK, 2004). O aumento da razão volumétrica de compressão (r_c) resulta no aumento da eficiência térmica do motor, e redução do consumo específico, conforme mostra a Figura 7.

Figura 7 – Consumo específico de combustível em função da rotação do motor operando a plena carga



Fonte: Adaptado de PULKRABEK (2004)

2.1.13. EFICIÊNCIA DE CONVERSÃO DE COMBUSTÍVEL

Por mais que o consumo específico seja um indicador de eficiência do motor, há um parâmetro adimensional que relaciona a energia produzida com a energia fornecida pelo combustível. Esse parâmetro é a eficiência de conversão de combustível (n_{cc}) sendo dada pela razão entre potência e produto do consumo de combustível pelo poder calorífico inferior. A Equação 26 mostra essa relação, que se refere a eficiência de conversão de combustível de eixo (PULKRABEK, 2004)

$$n_{cc} = \frac{1}{SFC \times PCI} \times 100 \tag{26}$$

2.1.14. EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA

Os componentes do sistema de admissão de ar do motor, como trocadores de calor, filtro de ar, corpo de borboleta, coletor, pórtico e válvulas, impõem certa restrição à quantidade de ar que este consegue admitir.

O parâmetro que mensura a efetividade de um motor para a admissão é a eficiência volumétrica (HEYWOOD, 1988). A eficiência volumétrica (n_v) é dada pela razão entre a massa real que é admitida (m_{ar}) no cilindro e a massa de referência (dada pela multiplicação da densidade do ar ambiente - $\rho_{ar,i}$ e o volume deslocado - V_d), que corresponde ao preenchimento completo do cilindro a dada pressão e temperatura. Esse parâmetro está representado na Equação 27.

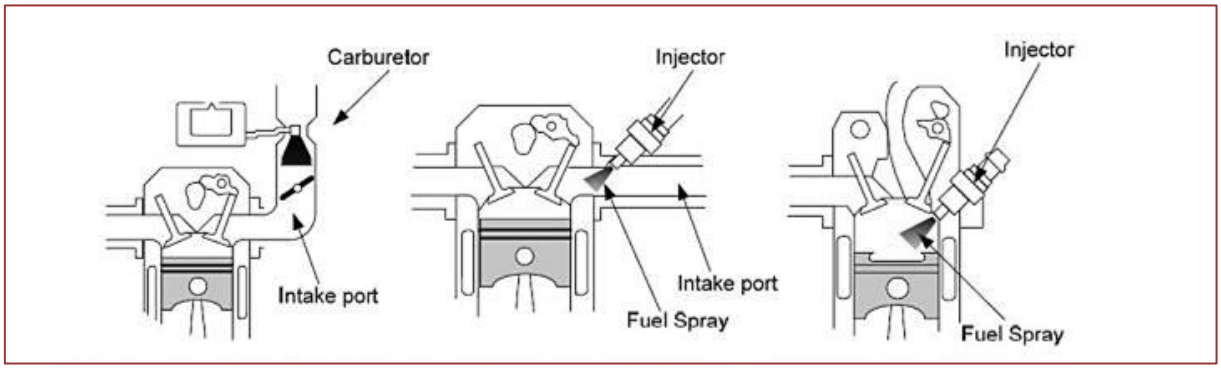
$$n_v = \frac{m_{ar}}{\rho_{ar,i} V_d} \tag{27}$$

2.2. SISTEMAS DE CONTROLE DE FORMAÇÃO DA MISTURA AR-COMBUSTÍVEL

Nos motores de combustão interna a centelha, há dois sistemas pelos quais se pode introduzir combustível: Sistema de injeção indireta, chamado PFI (*Port Fuel Injection*), e sistema de injeção direta, chamado DI (*Direct Injection*). Esses sistemas vieram substituir os sistemas carburados, que não atendem mais às legislações ambientais que regulamentam as emissões de poluentes no ar.

Nos sistemas PFI são instalados eletroinjetores que injetam o combustível nos dutos do coletor de admissão. Nos sistemas DI os eletroinjetores são instalados no cabeçote para injetar combustível diretamente na câmara de combustão do cilindro (ZHAO, 2010). Na Figura 8 é possível visualizar os dois sistemas.

Figura 8 – Sistemas de injeção de combustível em motores de ignição por centelha



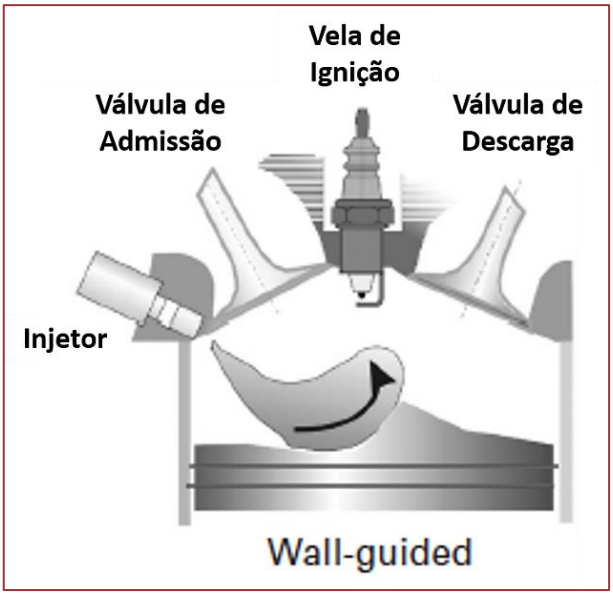
Fonte: Adaptado de Know Internal Combustion Engine (2016)

Japão e Europa foram os primeiros mercados a receber o sistema de injeção DI, em 1996 e 1997 respectivamente. A Mitsubishi fez o lançamento, que teve baixa aceitação inicial devido ao alto consumo de combustível, associado ao sistema de preparação de mistura, que era do tipo *Wall-Guided* ou *Air-Guided*, que por sua vez, possibilitam o funcionamento em algumas condições operacionais do motor com mistura pobre e estratificada (ZHAO, 2010).

No tipo *Wall-Guided*, conforme Figura 9, a mistura é direcionada para a vela de ignição, via superfície na câmara de combustão. Um pistão é projetado de forma a fazer esse direcionamento (ZHAO, 2010), mas esse sistema dificulta sincronizar o instante de

injeção e de ignição. Além disso, o combustível que se deposita nas paredes do cilindro e no próprio pistão propicia a formação de um filme fluido, que resulta em combustão incompleta. A geometria do pistão também faz com que a eficiência mecânica seja reduzida, já que é mais largo e mais pesado (ZHAO, 2010).

Figura 9 – Sistema de injeção *Wall-Guided*

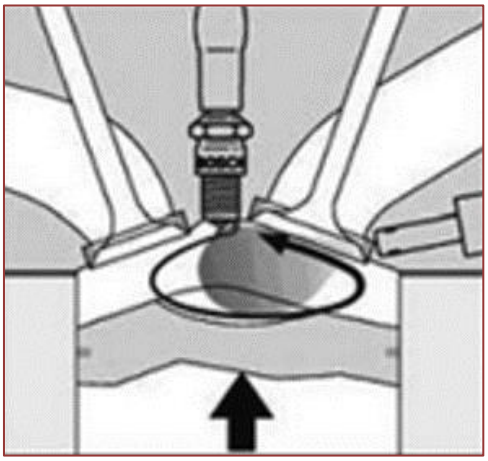


Fonte: Adaptado de ZHAO (2010)

Para o tipo *Air-Guided*, representado na Figura 10, há menor contato entre os combustíveis e a câmara de combustão, já que o objetivo é usar o fluxo para misturar o combustível ao ar. O grande entrave é que, para ser bem-sucedido, depende do direcionamento do jato de combustível e geração de uma estrutura de fluxo. Mais que isso, é necessário garantir a sustentação do fluxo na compressão. Os efeitos *swirl* e *tumble* reduzem a eficiência volumétrica e são negativos para a eficiência do motor.

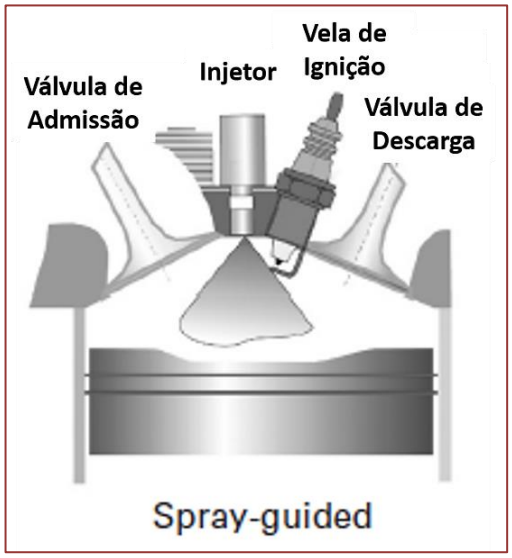
Por esses sistemas citados não terem sido bem aceitos no mercado foi desenvolvido, em 2006, o conceito *Spray Guided*, em que a vela de ignição fica muito próxima ao injetor de combustível. Para tanto, a vela precisa estar muito bem posicionada, próxima à nuvem de combustível (ZHAO, 2010). A Figura 11 mostra um esquema da formação de *Spray Guided*.

Figura 10 – Sistema de formação de mistura *Air-Guided*



Fonte: adaptado de ZHAO (2010)

Figura 11 – Sistema de formação de mistura *Spray-Guided*



Fonte: adaptado de ZHAO (2010)

Em 2006, BMW e Mercedes Benz implantaram esse sistema, e assim foi possível a operação de motores com misturas pobres, ocasionando economia de 10 a 20% de combustível, se comparado à injeção PFI para misturas estequiométricas. (ZHAO, 2010).

Os sistemas de injeção direta, como um todo, garantem uma combustão com maior uniformidade, evitam a condensação de combustível na parede do coletor de admissão e colaboram com o aumento de razão volumétrica de compressão.

A alta razão de compressão e a alta concentração da mistura ar-combustível no final da compressão fazem com que os motores de injeção direta apresentem altas temperaturas (ZHAO, 2010).

A troca de calor com as paredes ocorre com maior intensidade perto do PMS, e as perdas por transferência de calor nesse sistema são maiores em comparação com um motor PFI operando em condições estequiométricas. Outras desvantagens para os sistemas de injeção direta são: Maior atrito e aumento da energia requerida para acionamento da bomba de combustível de alta pressão. (ZHAO, 2010).

2.2.1. FORMAÇÃO DA MISTURA AR-COMBUSTÍVEL

Como explicado na sessão anterior, o combustível passou a ser injetado por sistemas eletrônicos diretos ou indiretos devido à legislação cada vez mais exigente sobre as emissões geradas por sistemas carburados.

Para determinar as massas de ar ($\dot{m}_{ar}$) e de combustível ($\dot{m}_{comb}$), é necessário saber o número de mols das substâncias participantes da reação de combustão. Só assim é possível determinar a relação ar/combustível (AFR) da reação, conforme a Equação 28 (HEYWOOD, 1988).

$$AFR = \frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{comb}} \tag{28}$$

A mistura ar/combustível pode ser denominada estequiométrica, rica ou pobre.

A mistura estequiométrica possui, teoricamente, quantidades proporcionais de combustível e ar, o que proporciona queima completa, gerando CO_2 e H_2O como produtos, além dos gases inertes que fazem parte do ar de admissão (HEYWOOD, 1988).

Já a mistura rica possui maior quantidade de combustível que ar, e a mistura pobre ocorre quando a quantidade de combustível é menor que a quantidade de ar presente no cilindro em relação à condição estequiométrica.

A relação ar/combustível real (AFR_{real}) em função da relação ar/combustível estequiométrica (AFR_{est}) é definida como fator lambda (λ), conforme Equação 29.

$$\lambda = \frac{(ar/combustível)_{real}}{(ar/combustível)_{est}} = \frac{AFR_{real}}{AFR_{est}} \quad (29)$$

Sendo assim:

Se λ= 1 →mistura estequiométrica;

Se λ< 1 →mistura rica;

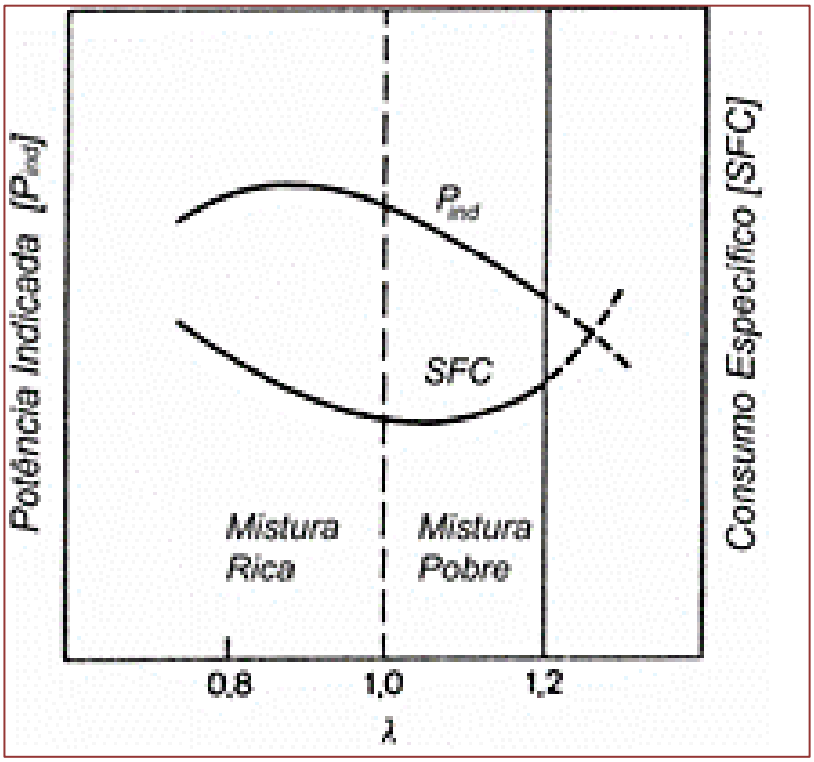
Se λ> 1 →mistura pobre.

A partir de lambda (λ), vazão mássica de ar ($\dot{m}_{ar}$) e razão ar/combustível estequiométrica (AFR_{est}) calculados, é possível determinar indiretamente a vazão mássica de combustível ($\dot{m}_{comb}$) necessária ao motor. A Equação 30 representa o cálculo da vazão mássica de combustível.

$$\dot{m}_{comb} = \frac{\dot{m}_{ar}}{\lambda . AFR_{est}} \quad (30)$$

A Figura 12 mostra como o fator lambda (λ) influencia na potência indicada e no consumo específico de combustível.

Figura 12 – Influência do fator λ no desempenho do motor operando a plena carga



Fonte: Adaptado de ADLER *et al*., 1993

2.3. GERENCIAMENTO ELETRÔNICO DE UM MOTOR

Até a década de 90, o fornecimento de combustível aos motores era realizado por um sistema totalmente mecânico chamado carburador. O carburador tem desempenho limitado, pois não fornece de forma precisa a quantidade de combustível para o funcionamento adequado do motor. Este fator, somado a novas legislações reguladoras dos níveis de emissões de poluentes, levou à substituição dos sistemas carburados por sistemas eletrônicos de injeção de combustível (RODRIGUES FILHO, 2014).

O controle eletrônico de um motor é feito por uma unidade central eletrônica, UCE, que gerencia toda a operação do motor. A UCE lê os sinais de vários sensores instalados no motor e calcula, por exemplo, a quantidade e o momento em que deve haver a injeção de combustível no cilindro. A programação do *software* instalado na UCE permite o controle e acionamento de sistemas auxiliares do motor, como, por exemplo, posicionamento do comando de válvulas e posição da válvula borboleta, que regula a quantidade de ar admitida pelo motor e, consequentemente, sua carga. (BAÊTA, 2006).

O sincronismo do motor é detectado pela UCE via sensor de rotação, instalado na roda fônica, sensor de fase, instalado no cabeçote, junto do comando de válvulas.

Sistemas de injeção de combustível possuem um sensor de oxigênio, a sonda lambda, que gera um sinal elétrico de tensão condizente com a diferença de concentrações de oxigênio entre a exaustão e o ambiente.

A sonda lambda detecta variações na concentração de oxigênio na exaustão, fato que a permite indicar se a mistura ar-combustível é estequiométrica, rica ou pobre. Assim, a UCE pode corrigir a quantidade de combustível injetada no cilindro para manter a mistura com a razão ar-combustível desejada no sistema.

As UCE's permitem empobrecer ou enriquecer a mistura durante aceleração ou desaceleração (PUJATTI, 2007)

2.4. COMBUSTÃO

A combustão pode ser definida como uma reação química em que carbono e hidrogênio de um combustível se combinam o oxigênio do ar para formar CO_2 e H_2O (caso completa) e CO, CO_2, NOx, HC e H_2O, caso incompleta. O papel mais importante de uma combustão é o fato de ser uma reação exotérmica, que libera energia para aquecer gases e promover o funcionamento de um motor. (GIACOSA, 1988).

Em motores de ignição por centelha (*Spark Ignition – SI*), a combustão ocorre quando uma parte da mistura ar-combustível reage ao entrar em contato com uma centelha elétrica emitida pela vela de ignição.

A temperatura dessa centelha é de aproximadamente 3000ºC, sendo suficiente para ionizar as moléculas que compõem a mistura ar/combustível. Para que a reação ocorra em sua totalidade, é necessário que seja fornecida energia de ativação suficiente e que se garanta que as colisões que ocorrerão entre as moléculas de combustível e ar serão eficazes. Se a energia de ativação não for suficiente, a combustão não ocorrerá totalmente e apenas parte das moléculas que colidirem reagirão (BAÊTA, 2006).

A combustão se inicia no final da compressão, antes que o pistão chegue ao PMS. Caso seja muito adiantada, pressão e temperatura subirão excessivamente, já que o trabalho de compressão será muito alto, gerando calor e atrito em excesso.

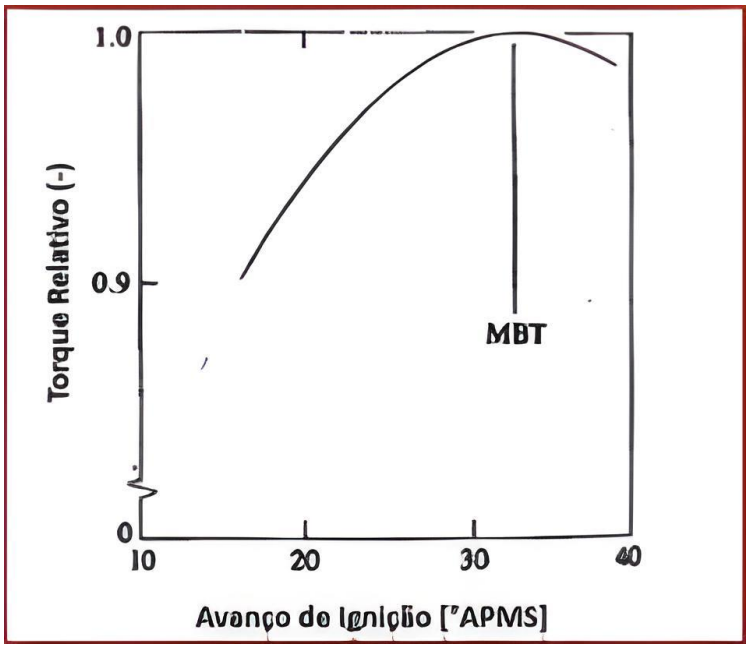
Em contrapartida, se a combustão for muito atrasada, o trabalho de expansão será reduzido, e mais calor será transferido ao escape, o que pode causar danos ao motor. (BAÊTA, 2006).

A combustão se propaga de 4 formas: Condução, difusão, radiação e convecção do calor gerado. Através desses processos, a mistura não queimada também é ignitada. (HEYWOOD, 1998).

A velocidade de propagação de chama dentro do cilindro é um parâmetro muito importante. Existe um momento exato para que a centelha seja liberada, para que o trabalho de compressão seja mínimo e os valores de pressão sejam máximos nos instantes iniciais da etapa de descida do pistão. Neste momento, o chamado MBT (*Maximum Break Torque*) é atingido, ponto em que há maior torque e menor consumo de combustível. (HEYWOOD, 1988).

A Figura 13 mostra a variação do torque de acordo com o avanço de ignição.

Figura 13 – Torque em função do avanço de ignição

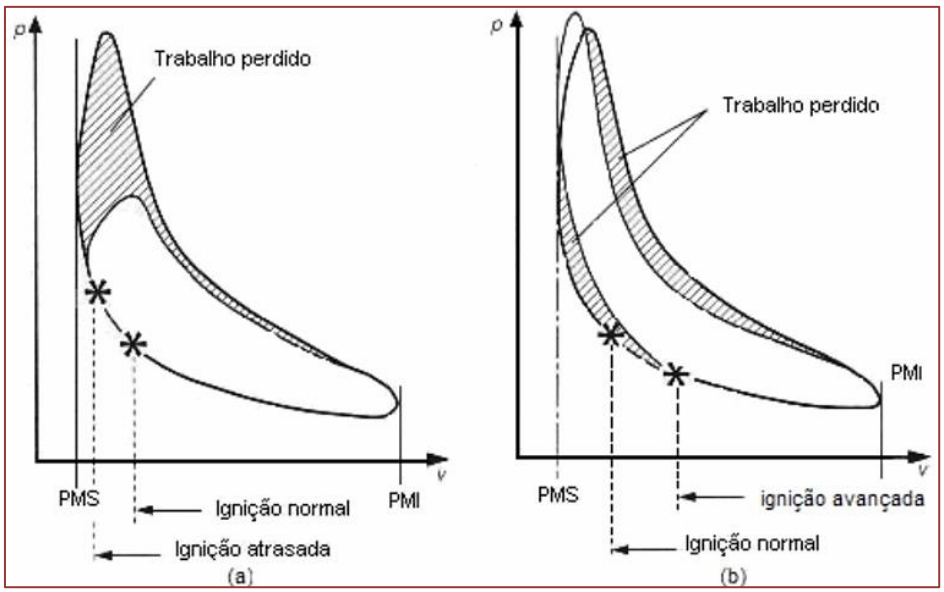


Fonte: Adaptado de HEYWOOD, 1988

A literatura pondera, para motores de ignição a centelha operando com gasolina, que 50% da fração de massa queimada deverá ocorrer entre 8º e 10º CA (ângulo do virabrequim. Do inglês, *crank angle*), e o pico de pressão entre 13º e 15º CA. Assim o avanço de ignição corresponde ao ponto de MBT. (AYALA *et al*, 2006).

Na Figura 14, é possível verificar o trabalho perdido quando o avanço de ignição está fora de MBT. (GIACOSA, 1988).

Figura 14 – Consequências do avanço de ignição no diagrama PV



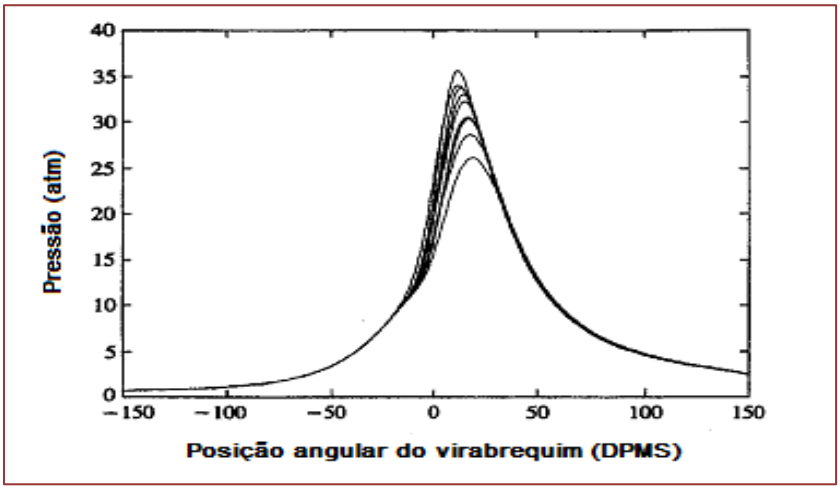
Fonte: Adaptado de GIACOSA, 1988

2.4.1. VARIAÇÕES CÍCLICAS NO PROCESSO DE COMBUSTÃO

Em tese, cada ciclo de combustão que ocorre no cilindro do motor deveria ser exatamente igual a todos os outros. Devido à geração de turbulências, entretanto, há variações nos processos de admissão e no interior do cilindro a cada ciclo.

A Figura 15 ilustra essa variação através da variação de pressão no cilindro com a posição angular do virabrequim (HEYWOOD, 1988).

Figura 15 - Pressão no cilindro em diferentes ciclos para motor SI monocilíndrico a 1500 rpm, plena carga e avanço de MBT = 25° APMS



Fonte: Adaptado de HEYWOOD (1988)

As principais causas dessas variações são: Variações nas quantidades de ar e combustível admitidas, variações na movimentação da mistura quando a centelha é emitida no cilindro e variação nas quantidades de gases residuais e mistura fresca, (HEYWOOD, 1988).

Os extremos de variações cíclicas limitam a faixa de operação do motor, sendo que queimas mais lentas aumentam a propensão a detonação e limitam a razão volumétrica de compressão a ser utilizada. Além disso, nesses ciclos existem maiores perdas de calor e alta probabilidade de queima incompleta (PULKRABEK, 2004).

A variabilidade cíclica da combustão é determinada através do coeficiente de variação da pressão média efetiva indicada ($\boldsymbol{COV_{IMEP}}$).

Conforme mostra a Equação 31, o $\boldsymbol{COV_{IMEP}}$ percentual se dá pela razão entre o desvio-padrão das medições da IMEP ($\boldsymbol{\sigma_{IMEP}}$) e o IMEP médio.

$$\boldsymbol{COV_{IMEP}} = \frac{\boldsymbol{\sigma_{IMEP}}}{\boldsymbol{IMEP_{médio}}} \times \mathbf{100} \qquad (31)$$

O coeficiente de variação da pressão média efetiva indicada determina a variabilidade do trabalho indicado para cada ciclo, e é relacionado à estabilidade da combustão e dirigibilidade dos veículos. De acordo com a literatura, o limite de estabilidade da combustão é definido para $\boldsymbol{COV_{IMEP}}$ variando entre 3 e 5% (JUNG e IIDA, 2017)

A Equação 32 relaciona os valores de pressão no cilindro e as variações de volume durante a combustão, em uma compressão isentrópica. Os gases não queimados têm um volume $\boldsymbol{V_u}$ para dado ângulo de virabrequim, o volume denominado $\boldsymbol{V_{u,0}}$ corresponde ao volume ocupado pelos gases não queimados no momento em que a centelha é emitida.

$$\boldsymbol{V_{u,0} = V_u \left(\frac{P}{P_0}\right)^{1/\Upsilon}} \tag{32}$$

Os gases queimados em determinado ângulo de virabrequim ocupam um volume chamado V_b. Assim, o volume $V_{b,f}$, demonstrado na Equação 33, representa o volume ocupado por esses gases ao final da combustão, que ocorre com expansão isentrópica.

$$V_{u,0} = V_u \left(\frac{P}{P_0}\right)^{1/\Upsilon} \tag{33}$$

Abaixo, representa-se o cálculo da fração de volume queimado, x_b, que é relacionado ao volume dos gases queimados e não queimados e ao volume máximo do cilindro, $V_u = Vb$, conforme Equação 34 (HEYWOOD, 1988).

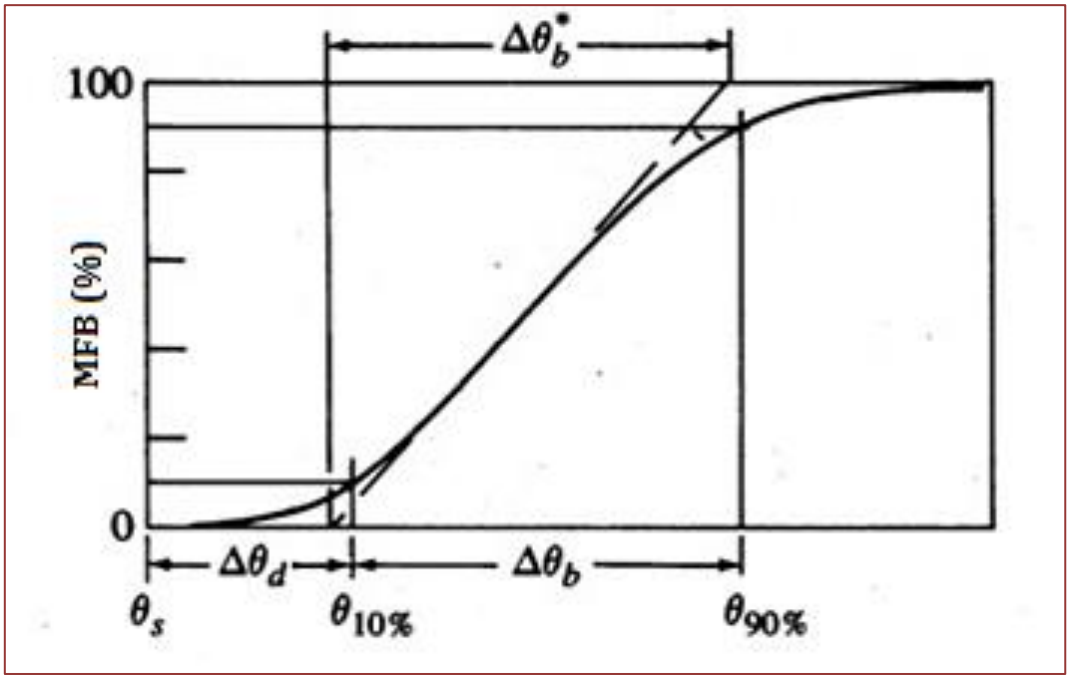
$$x_b = 1 - \frac{V_u}{V_{u,0}} = \frac{V_b}{V_{b,f}} \tag{34}$$

em que $V_{\mathrm{u},0}$ é o volume total do cilindro no momento de emissão da centelha e $V_{b,f}$ o volume total do cilindro ao fim da combustão.

A curva que representa as frações de massa queimada em função do ângulo de virabrequim, apresenta formato semelhante a um “S”, em razão do aumento lento da velocidade de queima após a emissão da centelha. Quando o processo de combustão chega a metade, a velocidade é máxima, e decresce até zero ao término do processo. (HEYWOOD,1988).

A Figura 16 apresenta a curva de fração de massa queimada - MBF (do inglês – *Mass Burned Fracion*).

Figura 16 - Curva de fração de massa queimada em função da posição angular do virabrequim



Fonte: HEYWOOD (1988)

Nesta figura é possível distinguir três fases da combustão pelo MBF, em que θ_s é o ângulo de avanço, $\Delta\theta_d$ é o período do desenvolvimento da chama e $\Delta\theta_b$ é o período de propagação da chama. Por último é identificado a extinção da chama, em que a razão de queima da mistura é novamente reduzida.

2.4.2. COMBUSTÃO ANORMAL

Há quatro classificações possíveis para a combustão anormal nos motores de combustão interna a centelha: *misfire* total, *misfire* parcial, pré-ignição/autoignição da mistura e detonação (do inglês, *knocking*). (HEYWOOD, 1988).

O *misfire* total ocorre quando não há ignição da mistura. Há falha no início da formação da chama. O parcial ocorre em razão da propagação incompleta da frente de chama. *Misfire* total e parcial ocorrem pela prática de valores de avanço de ignição distantes em relação ao MBT, presença de mistura com excesso de ar na admissão, e/ou falhas no sistema de ignição. (HEYWOOD, 1988).

A pré-ignição se dá pelo início das reações de oxidação do combustível antes da centelha, e quando um ponto quente na câmara de combustão libera energia suficiente ao início das reações (do inglês, *surface ignition* ou *hotspot*), (HEYWOOD, 1988).

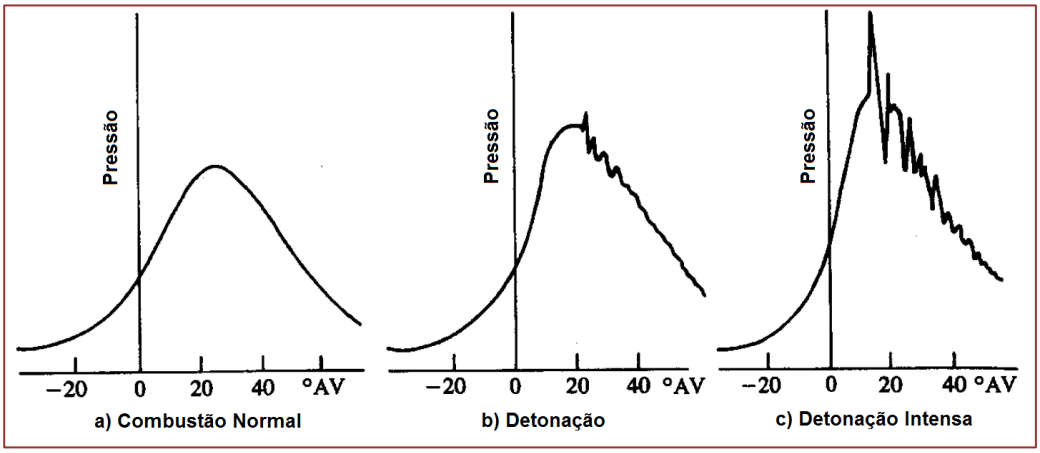
Dentre os outros fatores que contribuem para elevar a resistência à autoignição na mistura ar-combustível é a redução da temperatura na câmara de combustão. Isso pode ocorrer através de um maior calor latente de vaporização do combustível ou recirculação de gases de escape resfriados externamente e pela injeção indireta de água (RODRIGUES FILHO, 2014).

A detonação ocorre quando duas ou mais frentes de ondas de deflagração colidem e atingem velocidade supersônica (MACHADO, 2012). Logo após a ignição da mistura, uma frente de chama se propaga ao longo do cilindro e eleva a temperatura e pressão dos gases não queimados. Quando a temperatura de autoignição da mistura é alcançada, há o início de uma nova zona de combustão, que tem alta taxa de reações com oxidação. A combustão ocorre a volume constante, alta quantidade de energia é liberada em determinada região da câmara de combustão, e sua alta velocidade provoca elevada pressão nesta região, que se propaga pelo volume do cilindro e se reflete nas suas paredes. A Figura 17 ilustra esse fenômeno (TAYLOR, 1988).

A detonação pode ocorrer devido às condições de funcionamento do motor, tipo de combustível utilizado, relação da mistura ar-combustível e características geométricas do motor. Turbulência dentro do cilindro, geometria da câmara de combustão, posição da vela de ignição, ângulo de avanço de ignição, qualidade da mistura e razão volumétrica de compressão influenciam na temperatura e na pressão ao final do tempo de compressão e,

assim, na velocidade de propagação de chama. Esses fatores devem ser utilizados como recursos para evitar a detonação (RODRIGUES FILHO, 2014).

Figura 17 – Curvas de pressão no cilindro sem e com detonação



2.5. GASOLINA BRASILEIRA

Os combustíveis, de origem fóssil ou não, são responsáveis pelo aporte de energia aos motores para seu funcionamento através da combustão com oxigênio obtido a partir do ar.

É importante o conhecimento de propriedades do combustível, como massa específica, poder calorífico inferior, octanagem e outras, para que sejam feitas previsões acerca do comportamento e desempenho no motor em que serão utilizados.

A gasolina é um combustível fóssil, e é obtida a partir do refino do petróleo. A gasolina automotiva é composta por hidrocarbonetos de cadeias que contém entre 4 e 12 carbonos, com pontos de ebulição que variam entre 30 ºC e 215 ºC (MACHADO, 2012). Esses hidrocarbonetos são compostos principalmente por parafinas (alcanos), naftenos (cicloalcanos) e aromáticos.

Além dos hidrocarbonetos, os oxigenados (que não são derivados de petróleo) são misturados às gasolinas após os processos de destilação e refino. No caso do Brasil, é feita a adição de gasolina

anidro principalmente para aumentar a octanagem à partir de uma fonte renovável, o etanol pode auxiliar na redução de emissões de monóxido de carbono (CO) pelos motores (MACHADO, 2012).

Os oxigenados possuem elevada octanagem, o que auxilia na obtenção de elevados desempenhos. Até 1989, o chumbo tetraetila era utilizado na gasolina para aumentar a octanagem, entretanto, esse composto possui alta toxicidade e danifica os catalisadores automotivos, motivo pelo qual foi banido como aditivo da gasolina (MACHADO, 2012).

As gasolinas comerciais nacionais se adequam a especificações bem definidas, mas há variações naturais de propriedades físico-químicas entre as formulações nacionais. As gasolinas são provenientes das fontes de petróleo cru e passam por processos de destilação, craqueamento, reforma, alquilação, polimerização e isomerização. (MACHADO, 2012).

No Brasil, a adição de etanol anidro à gasolina é feita em percentual volumétrico que varia entre 18 e 27% v/v para as gasolinas tipo C (gasolina Comum) e entre 18 e 25% v/v para as gasolinas tipo *Premium*. Esses percentuais foram estabelecidos através da Resolução CIMA 01/2015 e Portaria 75/2015 do MAPA (Ministério da Agricultura, Pecuária e Abastecimento), respectivamente (BRASIL – Governo Federal, 2015).

No Brasil, são comercializados 3 tipos de gasolinas: A, B, e C, sendo as gasolinas A e C o foco deste trabalho, uma vez que a de tipo B é de uso exclusivo para aviação.

A gasolina tipo A não é comercializada para a rede de abastecimento, já que é vendida apenas para as distribuidoras como base para a formulação da gasolina tipo C. A gasolina tipo A não contém etanol em sua composição. A gasolina tipo C, que por sua vez é produzida a partir da gasolina tipo A, contém etanol anidro em sua composição, e é comercializada na rede de abastecimento. (MACHADO, 2012)

A gasolina tipo C pode ser comercializado como “comum”, “aditivada” ou Premium.

A gasolina “comum” tem acréscimo apenas de etanol, atualmente em 27% v/v, conforme descrito anteriormente.

A gasolina “aditivada” tem a mesma especificação que a gasolina tipo “comum” e contém aditivos detergentes dispersantes, que por sua vez têm a função de minimizar a formação de depósitos nos bicos injetores, coletor, hastes e válvulas de admissão. (MENDES, 2012)

Para a determinação de resistência à detonação, são usados os valores de RON (do inglês – *Research Octane Number*) e MON (do inglês – *Motor Octane Number*). De acordo com a norma ASTM D2699, o método RON avalia a resistência da gasolina à detonação, em situações em que o motor opera a plena carga em até 3000 rpm, e de acordo com a norma ASTM D2700 o método MON avalia a resistência da gasolina à detonação, em situações em que o motor opera a plena carga e acima de 3000 rpm.

O teste é feito em motores do tipo CFR (Do inglês, CFR – *Cooperative Fuel Research*). Esses motores são monocilíndricos com razão de compressão variável, instrumentados e montados em bases estacionárias. (MENDES, 2012)

No Brasil é usado o Índice Antidetonante (IAD) para a determinação de resistência a detonação. Esse índice consiste da média aritmética simples entre RON e MON. O valor é atribuído para as octanagens MON e RON e corresponde a um combustível que tem mesmo nível antidetonante que n-heptano. Já o valor 100 representa um combustível com as mesmas características de 2,2,4 trimetilpentano (iso-octano).

Embora esse valor varie entre 0 a 100, existem combustíveis compostos com octanagem maior que o próprio iso-octano, ou seja, maior que 100. Aromáticos puros, suas misturas, éteres e álcoois são exemplos de compostos que apresentam essa característica.

No Brasil, os índices regulamentados para determinação de octanagem são o IAD e MON. A Agência Nacional de Petróleo (ANP), determina para as gasolinas comuns e aditivadas IAD mínimo de 87 e MON mínimo de 82, e para as gasolinas *Premiuns* o IAD mínimo de 91. (ANP, 2013).

Quanto ao nível de enxofre, todas as gasolinas tipo “C” comuns ou *Premium* têm baixo teor de enxofre desde 2014. A resolução da ANP nº 789/2019 determina que seu teor máximo de enxofre não ultrapassa 50 mg/kg, ou 50 partes por milhão (ppm). Na especificação anterior, as gasolinas continham até 800 ppm de enxofre.

2.6. ENSAIOS DINAMOMÉTRICOS

Pesquisas experimentais envolvendo motores são realizada com dinamômetros de bancada, controlados eletronicamente por computador.

Nesses ensaios o motor é instrumentado com sensores e os sinais que esses emitem são aquisitados por um sistema. Durante esses ensaios, os sistemas automáticos que controlam o motor podem ser reduzidos, sendo alcançada maior flexibilização para ajuste de parâmetros de calibração à partir de uma central de controle de motor programável (BAÊTA, 2006).

Os testes em bancada podem usar estratégias desenvolvidas em pesquisas que sejam capazes de manter o funcionamento correto do motor, com baixo consumo, mesmo que haja presença de perturbações externas, inerentes ao funcionamento dos motores de combustão interna a centelha (PUJATTI, 2007).

Esses ensaios descrevem o comportamento do motor quanto a seu desempenho e confiabilidade. A norma NBR 1585 (ABNT, 1996) regulamenta a curva de potência necessária para esses ensaios.

2.7. ESTADO DA ARTE

Nesta seção, apresentam-se as discussões dos trabalhos mais relevantes da comunidade científica, junto de materiais disponíveis na literatura, cujo foco é o desenvolvimento de metodologias e pesquisas sobre desempenhos de novas formulações de gasolinas em motores de combustão interna a centelha. Na grande maioria dos estudos, há uso de motores multicilíndricos para testes com diferentes composições de gasolinas.

1. MACHADO, 2012, investigou formulações reduzidas que representassem gasolinas comerciais. Foi feita seleção dos componentes, análise de suas composições, testes em motor multicilíndrico, aquisição de parâmetros de desempenho em várias condições de operação. A implementação dessa metodologia permitiu a verificação de duas formulações que representam gasolinas comerciais de alta octanagem, já que apresentaram desempenhos muito próximos ao de uma gasolina comercial.

O autor utiliza 10 formulações reduzidas de gasolina contendo diferentes concentrações Iso-octano, N-heptano, Tolueno e Etanol anidro, sendo este último de concentração fixa em 25% v/v para todas as formulações.

Foi utilizado um motor Fiat Fire Tetrafuel 1.4 Litro, operando a condições de plena carga e carga parcial. Para as cargas parciais foi fixada abertura de borboleta do acelerador em dezesseis por cento de sua faixa angular de operação. As velocidades de teste variaram entre 5500 e 1500 rpm, com lambda em 0,9 e 1,0.

Foram aquisitados os seguintes dados para análise da influência dos componentes nos parâmetros de combustão no motor: IMEP, PMEP, FMEP, Eficiência de combustão, Eficiência térmica, Eficiência mecânica, Retardo de ignição, Parâmetros de Wiebe e duração da queima.

Nesse trabalho, foi possível observar que de maneira geral, todas as formulações reduzidas utilizadas, não geraram nenhum tipo de problema operacional no motor comercial utilizado durante os testes realizados. Logo, todas poderiam ser adotadas para estudos de gasolinas comerciais oxigenadas com diferentes características físico-químicas.

O autor enfatiza, também, que a relação ar-combustível estequiométrica influenciou o consumo de combustível. As formulações com maiores relações ar-combustível estequiométricas levaram a menores consumos.

São destacados pontos positivos e negativos dos componentes usados para aplicação em novas formulações de gasolinas:

- n-heptano, contribuiu na redução do consumo de combustível, na melhoria da eficiência de combustão e aumento da eficiência global do motor em condições não sujeitas a detonação;

- Tolueno e iso-octano, são boas opções para aplicações em que sejam necessárias octanagem mínima elevada em motores de elevadas razões de compressão. O iso-octano pode ser mais vantajoso que o tolueno, devido a sua maior eficiência de combustão, térmica e global.

De maneira geral, MACHADO, 2012, conclui que o iso-octano é o mais versátil dentre todos os componentes testados, pois leva a efeitos desejáveis, como baixo índice de ocorrência de detonação, e resultados satisfatórios de desempenho e eficiência em todas as condições operacionais testadas.

As conclusões são extrapoladas para as classes de hidrocarbonetos correspondentes aos componentes usados, n-parafinas, iso-parafinas e aromáticos.

2. DINIZ NETTO, 2017, caracterizou e analisou tecnologias que maximizam a eficiência de conversão de combustível: Sistemas de injeção de combustível, sistema de injeção de água, controle da estrutura de fluxo e recirculação dos gases de escapamento e influência da relação volumétrica de compressão em motor monocilindro de pesquisa com uso de combustíveis E27 (gasolina brasileira) e H100 (etanol hidratado).

Para todas as etapas foram realizados testes independentes com cada um dos combustíveis utilizando dois sistemas de injeção: PFI e DI, cada um combinado a quatro cargas (2, 3, 5 e 8 bar), duas rotações distintas (1000 e 2500 rpm), lambda estequiométrico e três razões volumétricas de compressão (11,5:1, 13,0:1 e 15,0:1).

O autor avaliou os seguintes parâmetros obtidos com os testes: IMEP, MBF 50, MBF 10-90, MBF 50-90, pressão máxima no cilindro, consumo específico de combustível e eficiência de conversão de combustível.

Na primeira etapa, o autor caracterizou o motor monocilíndrico de pesquisa operando com combustíveis E27 e E100, dois sistemas de injeção, PFI e DI, três razões volumétricas de compressão: 11,5:1, 13,0:1 e 15,0:1 e uma mistura ar/combustível homogênea de λ = 1,0.

Como resultado, verificou que com uso de E27 houve presença de detonação em rotações mais altas, que impediu o uso de avanço de ignição adequado, gerando frente de chama instável, e instabilidade a cada ciclo.

Quanto ao sistema de injeção, o sistema GDI proporcionou valores angulares de MBF50 mais baixos em cargas mais altas, já que o combustível é injetado diretamente no interior do cilindro. Houve exceção desse resultado no uso de E27 em cargas elevadas, que apresentou detonação, não permitindo uso de avanço de ignição adequado com deslocamento de MBF50.

Para MBF10-90 notou-se desaceleração da propagação de chama quando a razão volumétrica de compressão é aumentada. Esse resultado foi observado com o uso dos dois tipos de combustível.

Referente ao MBF 50-90 observou-se que quando se aumenta a razão volumétrica de compressão há aceleração da primeira metade do processo de combustão para ambos combustíveis, com exceção de cargas mais altas, em que ocorreu detonação. Para esse mesmo processo, foi observada desaceleração da segunda metade do processo de combustão.

Na segunda etapa, foi verificada a influência do aproveitamento de gases de exaustão - iEGR (do inglês – *internal Exhaust Gas Recirculation)* acerca dos parâmetros de desempenho do motor, em que foram usados uma única relação volumétrica de compressão (15,0:1), duas rotações (1000 e 2500 rpm), sistema de injeção direta, duas condições de carga (3 e 5 bar de IMEP), e variação do diagrama de válvulas de exaustão, sendo avaliados 5 pontos de fechamento da válvula de exaustão – 0, 17, 32, 47 e 62 graus DMPS.

Para esta etapa, verificou-se que houve desaceleração da queima da mistura, e redução das perdas por bombeamento do motor para o uso dos 2 combustíveis, E100 e E27.

Conclui-se, então, que a utilização de iEGR para o aumento da energia cinética turbulenta, é eficaz para recuperar a taxa de queima da mistura, o que resulta em um aumento na eficiência de conversão de combustível.

Na terceira etapa, foi feita a verificação da influência da alteração da estrutura de fluxo (*tumble*) sobre os parâmetros de desempenho do motor conjuntamente com a iEGR.

Neste caso, todos os ensaios foram realizados para razão volumétrica de compressão de 15,0:1, E100 e 3 bar a 2500 rpm.

Como resultado, verificou-se que a variação no diagrama de válvulas de admissão afetou a velocidade de queima da mistura e o uso do anteparo para mudança da estrutura de fluxo acelerou o processo de combustão. Com isso, a duração da queima foi menor, sendo o MBF 10-90 reduzido em torno de 35%.

A quarta etapa teve como objetivo verificar a influência da injeção de água sobre os parâmetros de desempenho do motor. Nesse caso, os testes do motor foram feitos com combustíveis E27, em dois sistemas de injeção, PFI e DI, com uso de razão volumétrica de compressão de 15,0:1 e injeção indireta de água a 8 bar de IMEP.

Através dos resultados da curva de covariância da pressão média efetiva indicada, observou-se que a utilização de água suprimiu o fenômeno de detonação sem prejudicar a estabilidade de combustão ciclo a ciclo.

Com a injeção de água, foi possível observar que a queima da mistura ocorreu mais rapidamente, e a água atuou como um agente antidetonante, aumentando o número de octanos na mistura.

O motor foi de uma condição limitada por detonação e passou a trabalhar em condição de MBT, que resultou em momento de centelha com máximo torque e maior eficiência de conversão de combustível.

O autor TEIXEIRA (2017), elaborou modelos matemáticos que diagnosticam a combustão em motores de combustão interna do ciclo Otto e são implementados em *softwares* comerciais. Esses modelos permitem a análise dos motores em laboratórios durante seu funcionamento em tempo real.

Para este trabalho, foi usado o *CalGraf*®, que é um suplemento do AVL *IndiCom*®.

Como resultado, a partir do sinal da pressão no cilindro em função da posição angular do virabrequim, é possível obter como saídas os seguintes parâmetros: MBF 50, MBF 10-90, MBF 50-90, curvas de torque, curvas de pressão e temperatura, entre outros. Também é possível verificar o diagrama PV do motor, com a pressão média efetiva indicada, pressão média efetiva de bombeamento e eficiência do ciclo.

Esses modelos foram validados experimentalmente, e através dos resultados é possível verificar que houve boa correlação entre a temperatura de pico dos gases não queimados e a presença de sinal de detonação na curva da derivada de pressão gerada.

As temperaturas foram determinadas através de testes realizados em um motor monocilíndrico de pesquisa, operando em condição estequiométrica e injeção indireta de combustível. Essas temperaturas apresentaram boa correlação às temperaturas de simulação.

Ainda para esse trabalho, foi observada boa correlação para a validação do modelo matemático através da filmagem com uso de *VisioScope*®. Há coerência entre a propagação de chama calculada através da curva de pressão no cilindro e a demonstrada pela filmagem em alta velocidade do processo de combustão, validando o modelo de forma satisfatória.

Por fim, referente a aplicação do modelo pós processado do banco de dados, foram validados os seguintes parâmetros (todos com boas correlações): Eficiências térmica e mecânica, pressão média efetiva de bombeamento, eficiência de combustão, temperatura da zona não queimada, velocidade de chama, velocidade da chama turbulenta e fator de turbulência médio, todos em função da carga e da rotação, com covariância aproximada de 4%.

4. MELO, 2012, analisou a combustão e a eficiência global de um motor multicilíndrico tipo FLEX operando com diferentes misturas de gasolina e etanol hidratado usando várias condições de operação do motor. Com isso, elaborou e validou um modelo para motor FLEX com o uso de dados experimentais para as diferentes misturas e operações do motor.

Para tais testes, foram usadas uma gasolina comercial do tipo E25 (gasolina com 25% de etanol anidro), etanol comercial hidratado (etanol contendo até 4,4% v/v de água). A partir desses dois combustíveis, foram feitas misturas em base volumétrica de etanol hidratado em gasolina E25 em percentagens de 30, 50 e 80%, respectivamente.

No trabalho de MELO, 2012, foram executados testes para cargas parcial e plena.

Para trabalho em carga parcial foram utilizadas rotações de 2250 e 3875 rpm, torque de 60 Nm e lambda estequiométrico ($\lambda = 1$). Para condição de testes em plena carga, foi utilizado 105 Nm de torque, rotações de 2250 rpm e 3875 rpm, e lambda igual a 0,9.

Para análise experimental adicional, foi incluído um ponto de baixa rotação, de 1500 rpm e 60 Nm e lambda estequiométrico e outro ponto de alta rotação, 4500 rpm com torque 105 Nm e lambda igual a 0,9.

É importante salientar que foi verificado o melhor ângulo de avanço de ignição para obtenção do máximo torque possível, ou seja, a condição de MBT. Para isso, MELO, 2012, utilizou aberturas de borboleta de aceleração próximas do ponto de operação de necessidade, sempre se verificando se não havia ocorrência de eventos de detonação e se o fator lambda estava coerente.

Para a simulação computacional, o *software* usado foi o BOOST® da AVL (AVL, 2011), sendo realizada a modelagem quasi-dimensional da combustão. Este *software*

calcula as propriedades dos gases em cada passo de forma a manter a composição do gás na câmara de combustão atualizada a cada intervalo de tempo.

MELO, 2012 definiu as proporções em volume de cada componente envolvido, e usou, portanto, gasolina tipo A (sem etanol), etanol anidro e água como componentes. Sendo assim, o *software* realizou a simulação de diferentes percentuais de etanol hidratado na gasolina.

O *software* possui esses componentes catalogados em seu banco de dados, mas permitiu que o autor inserisse dados de poder calorífico inferior (PCI), massa específica e razão ar-combustível estequiométrica dos combustíveis experimentais, minimizando assim, as diferenças de propriedades dos combustíveis do programa e dos experimentais.

Quanto ao modelo de combustão, foi selecionado o de taxa de liberação de calor pré-definida, que é calculada pela equação de Wiebe. O modelo selecionado foi o modelo de Wiebe em duas zonas, em que há uma divisão entre gases queimados e não queimados na câmara de combustão.

Para os resultados experimentais, MELO, 2012, verificou que, quando utilizada condição estequiométrica e 60 Nm de torque, a pressão máxima no cilindro do motor tendeu a se manter constante com a adição do etanol, exceto para 3875 rpm, em que a pressão aumentou e houve ocorrência de detonação com a adição de etanol, limitando o valor de avanço.

A combustão das gasolinas com etanol foi estudada em mais detalhes para rotação de 3875 rpm, torque de 60 e 105 Nm. Através de suas curvas de pressão em função do ângulo de virabrequim é possível verificar que a adição de etanol ocasionou aumento de pressão em alguns intervalos da curva e também variação do ângulo de virabrequim em que ocorre a pressão máxima.

O coeficiente de variação (CoV) também foi calculado para cada combustível e cada condição em que o motor foi operado. Observou-se para as condições de torque de 60 e 105 Nm combinadas à rotação de 3875 rpm, que a adição de etanol provocou uma significativa redução no CoV Pmax até o percentual de 50% de etanol hidratado, devido ao significativo aumento da octanagem.

Foram obtidas também as taxas de calor liberado para os valores de torque de 60 e 105 Nm, e verificou-se que o ponto de obtenção da máxima taxa de calor liberado é antecipado com a presença de etanol.

Considerando torques de 60 e 105 Nm, MELO, 2012 obteve resultados de consumo específico significativamente maiores com a adição de etanol hidratado devido ao menor poder calorífico inferior (PCI). Em relação à eficiência energética encontrada, os resultados com adição de etanol hidratado foram melhores em comparação ao uso de gasolina.

Para as simulações, MELO, 2012, obteve resultados muito próximos dos valores experimentais. Para vazão de ar, foi obtida diferença máxima de 0,6%. Para a pressão máxima e IMEP, a máxima diferença entre simulação e experimento foi de 4,9 %, valor considerado satisfatório.

Han, *et al.*, 2017, utiliza diferentes formulações para investigar seu comportamento através da análise do consumo específico de combustível, eficiência de combustão e emissões quando ensaiados em motor a injeção direta.

Suas formulações têm como componente base o isooctano, que é combinado a n-pentano, n-heptano, n-decano, éter metil butil terciário (MTBE) e tolueno, representantes de hidrocarbonetos de cadeia curta, média e longa, compostos oxigenados e aromáticos, respectivamente. A combinação é feita através de frações mássicas. Esses componentes foram selecionados pelo autor com base em outros trabalhos investigativos acerca da influência de aromáticos e oxigenados no comportamento dos processos de combustão.

O autor utiliza como instrumento de prova um motor multicilíndrico, com um turbocompressor e injeção direta de gasolina. São utilizadas 7 rotações para os testes: 1000, 1300, 1500, 1800, 2000, 2400 e 2800 rpm.

Como resultados, o autor relata que os alcanos de cadeia média e longa são eficientes na melhoria de velocidade de combustão, reduzindo o retardo de ignição e a temperatura máxima no cilindro, devido aos seus menores números de octanos.

Já os alcanos de cadeia curta reduzem o atraso de ignição e melhoram a estabilidade da ignição a cargas leves, uma vez que possuem menores números de octanos. Esses hidrocarbonetos têm um bom potencial em reduzir o consumo de combustível a cargas baixas e baixas rotações do motor.

Para todas as condições de operação, Han *et al*.,2017, mostra que os aromáticos proporcionam maior economia de combustível, e o MTBE, pelo contrário, influencia negativamente no consumo de combustível, ocasionando seu aumento, devido ao processo de combustão instável.

Tomando por base todos os trabalhos discutidos nesta sessão, o presente estudo pretende analisar os resultados de diferentes formulações de gasolinas experimentais testadas em várias condições de testes aplicadas a um motor monocilíndrico a centelha. De maneira especial, destaca-se o uso de rotações elevadas quando comparadas aos demais trabalhos expostos nessa sessão. As rotações usadas no presente trabalho ilustram condições mais severas, representativas do uso em veículos esportivos, por exemplo.

CAPÍTULO

03 Conclusões

A partir das análises realizadas neste livro percebe-se a necessidade de desenvolvimento de formulações de combustíveis cada vez melhores em termos de desempenho e rendimento. Essas novas formulações poderão atender à população, mas também a categorias esportivas, que precisam de combustíveis com características específicas para atender aos devidos regulamentos.

Referências

[1] ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR ISO 1585: Veículos Rodoviários - Código de ensaio de motores - Potência líquida efetiva. Rio de Janeiro, 26 p. 1996.

[2] ADLER, U.; BAUER, H.; RÖDER, J. Automotive Handbook. 3rd Edition. Robert Bosch GmbH - Automotive Equipment Business Sector, Department for Technical Information (KH/VDT). Stuttgart, 1993.

[3] ALKIDAS, A. C. Combustion advancements in gasoline engines. Energy Conversion and Management, v. 48, n. 11, p. 2751-2761, 11// 2007. ISSN 0196-8904. Disponível em: < http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890407002221 >.

[4] AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO, GÁS NATURAL E BIOCOMBUSTÍVEIS. Oportunidades na Produção e no Abastecimento. Brasília, 34 p. 2017. Disponível em: <http://www.anp.gov.br/images/publicacoes/Livreto_Oportunidades_na_Producao_e_no_Abastecimento_v3.pdf> . Acesso em: 01/09/2018.

[5] AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO, GÁS NATURAL E BIOCOMBUSTÍVEIS. Resolução ANP Nº 57. Brasília, 3p. 2011. Disponível em: <http://legislacao.anp.gov.br/?path=legislacao-anp/resol anp/2011/outubro&item=ranp-57--2011&export=pdf>. Acesso em: 27/08/2018.

[6] AVL, 2011, AVL BOOST Version 2011 – Theory, Graz, Austria.

[7] AYALA, F. A.; GERTY, M. D.; HEYWOOD, J. B. Effects of Combustion Phasing, Relative Air-fuel Ratio, Compression Ratio, and Load on SI Engine Efficiency: SAE International 2006.

[8] BAETA, J. G. C. et al. Mapping Procedure Applied to General Engine Management System for Spark Plug Engines: SAE International 2004.

[9] BAÊTA, J. G. C. METODOLOGIA EXPERIMENTAL PARA A MAXIMIZAÇÃO DO DESEMPENHO DE UM MOTOR MULTICOMBUSTÍVEL TURBOALIMENTADO SEM PREJUÍZO À EFICIÊNCIA ENERGÉTICA GLOBAL. 2006. 257 (Doutorado). Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte.

[10] BAÊTA, J. G. C.. Overview of Different Mixture Preparation Layouts of Gasoline Direct Injection (GDI) Systems for Automotive Applications. 10th SAE Powertrain Symposium. Itapupeva, SP, Brasil: 22 p. 2012.

[11] BAÊTA, J. G. C.. Preliminary presentation of a research project for a highly boosted and efficient ethanol 3-cylinder DI prototype engine intended for use both with E100 and gasolhol: 15 p. 2015.

[12] BAÊTA, J. G. C.; PONTOPPIDAN, M.; SILVA, T. R. V. Exploring the limits of a down-sized ethanol direct injection spark ignited engine in different configurations in order to replace high-displacement

gasoline engines. Energy Conversion and Management, v. 105, p. 858-871, 11/15/ 2015. ISSN 0196-8904. Disponível em: < http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890415007955 >.

[13] BRASIL. LEI Nº 8.723, DE 28 DE OUTUBRO DE 1993. Dispõe sobre a redução de emissão de poluentes por veículos automotores e dá outras providências. Brasília, DF, out. 1993. Disponivel em: <http://www.planalto.gov.br/ccivil_03/LEIS/L8723.htm>. Acesso em: 09 fev. 2019.

[14] BRASIL. Ministério da Agricultura, Pecuária e Abastecimento. Portaria 75 de 2015. Brasília: 2015, 1 p.

[15] BRASIL. Ministério da Agricultura, Pecuária e Abastecimento. Resolução 01 de 2015. Brasília: 2015, 1p.

[16] BOSCH,R. Catálogo de componentes 2001-2002. Linha de Injeção e Ignição Eletrônica. Junho 2001.

[17] CALADO, V.; MONTGOMERY, D. C. “Planejamento de Experimentos usando o Statistica”, 2003. E-papers, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.

[18] COSTA, R.B. ESTUDO EXPERIMENTAL DA TECNOLOGIA DUAL-FUEL EM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA UTILIZANDO BIOGÁS, GNV E ETANOL. 2017. 158 (Mestrado). Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte.

[19] BONATESTA, F. et al. Fuel economy analysis of part-load variable camshaft timing strategies in two modern small-capacity spark ignition engines. Applied Energy, v. 164, p. 475-491, 2/15/2016. ISSN 0306-2619. Disponível em: < http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S030626191501507X >.

[20] FERGUSON, A. T. K. A. C. R. Internal Combustion Engines Applied Thermosciences. Third Edition. Colorado, USA: John Wiley & Sons, Ltd, 2015. 477.

[21] RODRIGUES FILHO, F. A. PROJETO, CONSTRUÇÃO E CARACTERIZAÇÃO DO DESEMPENHO DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA PROVIDO DE UM SISTEMA DE IGNIÇÃO POR LANÇA CHAMAS DE CARGA ESTRATIFICADA. 2014. 230 (Doutorado). Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte.

[22] FUERHAPTER, A. et al. The new AVL CSI Engine - HCCI Operation on a Multi Cylinder Gasoline Engine: SAE International 2004.

[23] GALLONI, E.; FONTANA, G.; PALMACCIO, R. Numerical analyses of EGR techniques in a turbocharged spark-ignition engine. Applied Thermal Engineering, v. 39, p. 95-104, 6// 2012. ISSN 1359-4311. Disponível em: < http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431112000592 >.

[24] GANESAN, V. Internal Combustion Engines. First edition. USA: McGraw-Hill, Inc, 1995. 539.

[25] GIACOSA, D. Endotermic Engines. Third Edition. Editorial Dossat, S.A., 1988. 479.

[26] HAN, Y.; HU, S.; TAN, M.; XU, Y.; TIAN, J.; LI, R.; CHAI, J. Experimental study of the effect of gasoline components on fuel economy, combustion and emissions in GDI engine. Fuel, v. 216, p. 371-380. ISSN 0016-2361. Disponível em: < https://doi.org/10.1016/j.fuel.2017.12.033 >.

[27] HANRIOT, S. M. ESTUDO DOS FENÔMENOS PULSANTES DO ESCOAMENTO DE AR NOS CONDUTOS DE ADMISSÃO EM MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA. 2001. 177 (Doutorado). Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte.

[28] HEYWOOD, J. B. Internal Combustion Engine Fundamentals. First Edition. USA: McGraw-Hill, Inc, 1988. 930.

[29] IEA, I. E. A.-. Energy Technology Perspectives 2016. Paris, France: IEA: 20 p. 2016.

[30] JGCM, J. C. F. G. I. M. Evaluation of measurement data — Guide to the expression of uncertainty in measurement. Second Edition. JCGM, 2010. 134.

[31] JOHANSSON, B. Division of Combustion Engines. Lund University, 2006.

[32] JUNG, D.; IIDA, N. Thermal and chemical effects of the in-cylinder charge at IVC on cycle-to-cycle variations of DME HCCI combustion with combustion-phasing retard by external and rebreathed EGR. Applied Thermal Engineering, v. 113, p. 132-149, 2017. ISSN 1359-4311.

[33] Know IC Energy, "Fuel Injection in SI Engine", 2016, disponível em: <https://knowicengine.wordpress.com/2016/04/10/fuel-injection-in-si-engine/>. Acesso em: 09/12.

[34] MACHADO, G. B. Metodologias para Desenvolvimento de Combustíveis e Determinação da Velocidade de Propagação de Chama em Motores de Ignição por Centelha. Tese de Doutorado. PUC-RIO, Rio de Janeiro, 2012.

[35] MENDES, G. Detecção de adulterações em gasolina e previsão de parâmetros físico-químicos a partir de curvas de destilação associadas à ferramentas quimiométricas. 2012. 144 p. (Doutorado). Departamento de Química, UFMG, Belo Horizonte, Brasil.

[36] MELO, T. C. C. ANÁLISE EXPERIMENTAL E SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DE UM MOTOR FLEX OPERANDO COM DIFERENTES MISTURAS DE ETANOL HIDRATADO NA GASOLINA. 2012. 223 (Doutorado). Departamento de Engenharia Mecânica, UFRJ, Rio de Janeiro, Brasil.

[37] MILHOR, C. E. SISTEMA DE DESENVOLVIMENTO PARA CONTROLE ELETRÔNICO DOS MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA DO CICLO OTTO. 2002. 86 (Mestrado). Escola de Engenharia de São Carlos / USP. São Carlos, SP. 2002.

[38] MOREIRA, T. A. A. ANÁLISE E CARACTERIZAÇÃO DE UM SISTEMA DE IGNIÇÃO POR LANÇA CHAMAS OPERANDO COM CARGA HOMOGÊNEA. 2014. 246 (Doutorado). Departamento de Engenharia Mecânica, UFMG, Belo Horizonte, MG, Brasil.

[39] MOTEC. Continously Variable Camshaft Control. Victoria, Australia: Motec: 24 p. 2010.

[40] _____. Inductive Direct Injector Calibration. Victoria, Australia: Motec: 9 p. 2014.

[41] _____. Motec M1 - M142 Datasheet. MOTEC. Victoria, Australia 2015.

[42] DINIZ NETTO, N. Estudo experimental de tecnologias que visam a maximização da eficiência de conversão de combustível em um motor monocilíndrico de pesquisa.2018. 193 p. (Dissertação). Departamento de Engenharia Mecânica, UFMG, Belo Horizonte, MG, Brasil.

[43] ODDONI, D. A Retomada da Indústria do Petróleo e Gás no Brasil. 2018. 39 slides.

[44] OHASHI, F.H.; RAMOS, P.O. O advento, crescimento, crise e abandono do Proálcool. 2008. 46p. (Monografia). Departamento de Engenharia Mecânica, UNICAMP, Campinas, SP, Brasil.

[45] PAN, J.; SHU, G.; WEI, H. Research on in-cylinder pressure oscillation characteristic during knocking combustion in spark-ignition engine. Fuel, v. 120, p. 150-157, 3/15/ 2014. ISSN 0016-2361. Disponível em: < //www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0016236113011253 >.

[46] PERRY, R. H.; GREEN, D. W. Perry's Chemical Engineers' Handbook. 8th Edition. Kansas, USA: McGraw-Hill, Inc, 2008. 2735.

[47] PUJATTI, F. J. P. DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE GERENCIAMENTO ELETRÔNICO PARA MOTORES DE IGNIÇÃO POR CENTELHA. 2007. 215 (Doutorado). Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte.

[48] PULKRABEK, W. W. Engineering Fundamentals of the Intenal Combustion Engine. First Edition. New Jersey, USA: Prentice Hall, 1997. 411.

[49] ROSO, V.R.; SANTOS, N.D.S.A; ALVAREZ, C.E.C.; RODRIGUES FILHO, F.A.R.; PUJATTI, F.J.P.; VALLE, R.M.V. Effects of mixture enleanment in combustion and emission parameters using a flex-fuel engine with ethanol and gasoline. Applied Thermal Engineering, v. 153, p. 463-472. ISSN 1359-4311. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431118369497?via%3Dihub>.

[50] REACTION DESIGN. Chemkin IndiCom User's Guide. San Diego Austria: Reaction Design: 324 p. 2016.

[51] RIBBENS, W. B. Understanding Automotive Electronics. Fifth Edition, ButterworthHeinemann Publishing Co., Woburn, 1998.

[52] SHER, E.; BAR-KOHANY, T. Optimization of variable valve timing for maximizing desempenho of an unthrottled SI engine—a theoretical study. Energy, v. 27, n. 8, p. 757-775, 8// 2002. ISSN 0360-5442. Disponível em: < http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544202000221 >.

[53] TEIXEIRA, A. F. Modelo Matemático para Diagnóstico em Tempo Real da Combustão nos Motores de Combustão Interna de Ignição por Centelha. 2015. 110 p. (Trabalho de conclusão de curso). Departamento de Engenharia Mecânica, Centro Federal de Educação Tecnológica - CEFET, Belo Horizonte, MG.

[54] TILLMANN, C. A. C. Motores de combustão interna e seus sistemas. 2013. 165 p. Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia. Santa Maria, RS.

[55] WYSZYNSKI, L. P.; STONE, C. R.; KALGHATGI, G. T. The Volumetric Efficiency of Direct and Port Injection Gasoline Engines with Different Fuels: SAE International 2002.

[56] ZHAO, F.; LAI, M. C.; HARRINGTON, D. L. Automotive spark-ignited direct-injection gasoline engines. Progress in Energy and Combustion Science, v. 25, n. 5, p. 437-562, 10// 1999. ISSN 0360-1285. Disponível em: < http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360128599000040 >.

[57] ZHAO, H. Advanced direct injection combustion engine technologies and development. Boca Raton, FL, USA: Woodhead Publishing Limited e CRC Press LLC, 2010. 325.

www.poisson.com.br
contato@poisson.com.br

@editorapoisson

https://www.facebook.com/editorapoisson